自动武器设计原理

上 册

Э. A. 戈洛夫著



国防工业出版社

自动武器設計原理

上 册

Э. А. 戈洛夫著

刘慕章等譯、程尔康等校



国防工業出版社

1961

苏联 Э. А. Горов 著 'Основания проектирования автоматического оружия' (Москва 1954 年第一版)

*

国防工业出版社 出版

北京市书刊出版业营业許可証出字第 074 号

国防工业出版社印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行　各地新华书店經售

*

850×1168 1/32　印張 18 1/4　471 千字

1961 年 6 月第一版

1961 年 6 月第一次印刷

印数：0,001—2,000 册　定价：(11-8) 3.80 元

NO. 3304

目　录

实际中自动机活动部分最重要的运动情况。同时我們还认为学員在學习自动武器設計原理之前，都已基本上熟悉了自动武器的构造。

与自动武器設計有关的若干問題，如彈道解的选擇、枪管設計、自动武器的实驗研究等，本书均未加闡述，因为这些問題屬于专門性的問題，在其他书中已有論述。

編写此书时，A. A. 勃拉貢拉沃夫院士曾提供不少宝貴意見，著者对此深表謝忱。

緒　論

§1　自动武器概述

自动武器在发射时的火药气体能量不仅使弹丸运动，而且使次一发枪弹重新装填。为了重新装填自动武器，通常需要枪机开鎖，打开枪膛，从彈膛中抽出彈壳并将它由武器内抛出；然后再将次一发枪弹送入受彈器，再由受彈器推送入膛，然后关閉枪膛，閉鎖枪机。并非所有这些动作对任何自动武器都是必不可少的，因为在某些自动武器中，举例而言，可能缺少閉鎖这一动作。在自动武器中火药气体的能量还可用以压縮击針簧和放开击針或击錘，以便打燃次一发枪弹的底火。

如果重新装填武器和打燃次一发枪彈的底火是自动进行的，則射击必然会依次連續进行，直至射手对发射机构停止作用或彈匣（彈鏈）内之彈药全部耗尽为止。此种射击称为連发射击。能够进行連发射击的武器称之为自动射击武器。

如果击針或击錘不能自动解脱，而每次发射皆要求射手再次扣压发射机构，各次发射的时間間隔取决于射手的願望；此种射击称为单发射击，仅能进行单发射击的自动武器称之为自动装填武器●。

自动射击武器和自动装填武器在結构上的区别主要在于发射机构或其中的某些零件的构造不同。現代自动武器的某些式样既能进行連发射击也能进行单发射击。这种武器通常利用快慢机来改变发射机构各零件的相互位置，以变更射击方式。

所謂半自动武器是指在重新装填所必需的动作中仅仅一部分

● 在某些文献中有时将自动装填武器称为半自动武器。这个术語不能认为是正确的，参看下述概念其理自明。

是自动的，例如枪机开鎖，打开枪膛，由膛内抽壳或使击針簧呈待发状态。

自动武器的結构形式极其繁多。它們的区别在于自动机的結构不同，亦卽利用火药气体能量而工作的各机构的組合不同。自动机的构造在很大程度上取决于其主要机构工作时利用火药气体能量的方法。

自动武器在結构上最显著的区别在于武器的供彈方法不同。現代自动武器广泛采用彈匣供彈和彈鏈供彈。

采用彈匣供彈时，枪彈放置在直接固定在武器上的特殊小盒（彈匣）內。由彈匣供彈通常是利用装于彈匣內的专用彈簧进行。

将枪彈装入彈匣时，有的武器不需从武器上取下彈匣（如步枪），有的則需取下（如輕机枪和冲鋒枪）。前一种彈匣叫固定彈匣，后一种彈匣叫可換彈匣。

采用彈鏈供彈时，枪彈装在柔性金屬鏈內或麻織彈带內。現代彈鏈的容彈量为 50～250 发。另有一种短彈鏈，可以互相連接成一根长彈鏈，这样就可以使彈鏈的容量增加到所希望的数值。

步兵装备系統中的自动武器通常使用鏈节不分离的彈鏈。这样的彈鏈在枪彈被抽出后通常仍呈鏈状。在航空自动武器中一般采用鏈节可分离的彈鏈。这样的彈鏈，在枪彈被抽出后各自散开，俾射击时易于将彈鏈节由武器內排出。

采用彈匣供彈，通常可保証武器的結构簡单而紧凑。但是由于彈匣容量較小，这种供彈型式不能获得較高的实际射速。因此，彈匣供彈主要应用在不要求很高的实际射速，而良好的机动性对它却十分重要的自动武器中（如手枪、自动步枪和冲鋒枪等）。

彈鏈供彈由于其容量較大，故能保証較高的实际射速。因此彈鏈供彈广泛应用于要求高射速的武器中（如重机枪、大口徑机枪和自动炮等）。

現代自动武器广泛采用彈鏈供彈的原因还在于，它具有比彈

匣供彈小得多的“皮重”（指武器上所配备的空弹鏈或空彈匣的重量）。

自动武器最主要的特性是它的实际射速大，而后者为其各机构的快速工作所保証。

虽然連續发射时自动武器各机构的工作是周期性的，但是每一个机构的工作通常仅占很短的时間間隔，它仅是組成自动机工作一个循环的时間的一部分，而在其余时間内它是不工作的。因此，在自动机工作的每一循环中，各个机构皆有处于静止状态的瞬間。

这就使自动武器各机构构件的运动具有明显的不均匀性，因此各机构整个工作时期具有不稳定的运动特征。許多机构工作开始和結束时都产生撞击，这是自动武器各机构工作的显著特性。

自动武器各机构的上述工作特性使：1）机构的工作对其零件的加工精确度和对零件的配合性质十分敏感；2）各零件的磨損很快，因而自动武器各机构連續工作的寿命通常以数十分钟来表示；3）慣性力的作用較大，这种慣性力对零件强度具有显著影响。

在第二次世界大战期間自动武器得到了最广泛的应用，当时自动化不仅普及[illegible]所有类型的步兵武器，而且也扩展到火炮中去了，特别是高射炮和航空炮。

根据战斗功用的不同現代自动武器可分为各种不同类型。

下面将列举出最主要类型的自动武器的主要性质，并对第二次世界大战期間所采用的自动武器作一般論述。

自动手枪　它是近距离上襲击和自卫的单人武器，并且用以射击直接靠近（50米以内）的生动目标。这种武器应当立即使生动目标失去战斗力。

自动手枪的构造应当保証自动机工作的可靠性，并应在使用安全的条件下，經常处于战备状态。

当遭遇到敌人突然襲击时，人們經常用自动手枪进行本能射击，因此必須特別注意握把的适当配置，以确保其有正确的射击方向，同时还必須特別注意操作保險机构的方便性。

表1 自动手枪

武器諸元	苏联	美国	英国	法国
	武器类型			
	1930/33年式(TT)	可儿特M1911A1	威伯斯柯达1907年式	斯达尔
口徑(毫米)	7.62	11.43	11.56	7.65
武器重量(公斤)	0.85	1.07	1.11	0.67
长度(毫米)	195	216	216	—
自动机型式	枪管短后座式			自由枪机后座式
彈丸初速(米/秒)	440	250	228	260
彈丸重量(克)	5.5	15.2	14.3	4.6
枪口动能(公斤·米)	54.5	48.5	38	15.9
彈匣容量(枪彈数)	8	7	7	7

自动手枪采用彈匣供彈，彈匣一般装在握把內，并且在枪彈耗尽后能够迅速更换。

自动手枪屬于自动装填武器。

图1所示的是苏联社会主义劳动英雄，費多尔·瓦西利也維奇·托加烈夫所設計的1930/33年式TT式自动手枪。

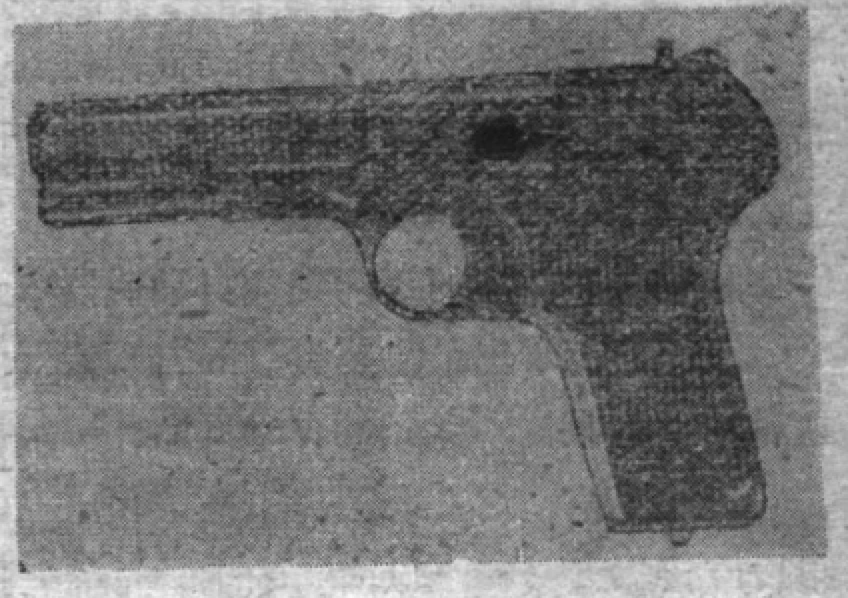


图1 Ф. В. 托加烈夫設計的1930/33年式手枪(TT)。

冲鋒枪 它是用以杀伤300米距離內的生动目标的单人武器。冲鋒枪一般用手枪枪彈射击，并且当作自动射击武器使用。但許多式样的冲鋒枪

的发射机构，都可利用快慢机使自动机的工作轉为单发射击。冲鋒枪的火力通常多实施短点射（一次点射为3～5发）。冲鋒枪的彈匣容量在20至100发的范圍內，因此，必要时也能够进行长点射。冲鋒枪的彈匣容量大，枪彈重量小，因而可能有大量的备用枪彈，在近距离上能保証很高的火力密度，这是該种武器的主要优点。冲鋒枪的实际射速每分钟可达到100发，在第二次世界大战时期，在所有作战軍队中曾广泛应用冲鋒枪。苏軍把冲鋒枪称作自动枪，而把装备此种武器的分队称之为自动枪分队。



图2　Г.С.什巴金設計的1941年式冲鋒枪(自动枪，ППШ)。

图2和图3是苏联社会主义劳动英雄格奥尔基·謝密諾維奇·什巴金所設計的1941年式冲鋒枪（自动枪ППШ）和阿烈克塞·依凡諾維奇·苏达耶夫設計的1943年式冲鋒枪（自动枪ППС）



图3　А.И.苏达耶夫設計的1943年式冲鋒枪(自动枪ППС)。

1941年式（ППШ）有木质枪托，能够进行单发和連发射

击。而1943年式（ППС）则只能进行連发射击，而且为了改善行軍状态时武器的机动性能，枪托为金属的，并可折叠。

表2 冲鋒枪(自动枪)

武器諸元	苏联		美国		英国
	武器类型				
	1941年式 ППШ	1943年式 ППС	1928年式 湯姆逊	M-3	司登 MKII
口徑(毫米)	7.62	7.62	11.43	11.43	9.0
武器重量(不包括彈匣)(公斤)	3.65	3.04	4.54	3.62	3.02
长度(毫米)	840	820	855	745	755
射击頻率(发/分)	1000	700	650	400	700
自动机类型	枪机后座				
	自由枪机		半自由枪机	自由枪机	
彈丸初速(米/秒)	500	500	290	280	385
彈丸重量(克)	5.5	5.5	15.2	15.2	8.0
枪口动能(公斤·米)	70	70	65	61	61
彈匣容量(枪彈数)	35/71	35	20/50	30	32
不带枪彈时彈匣重量(公斤)	0.290/1.100	0.260	0.180/1.160	0.350	0.290

表中分子代表彈匣諸元，分母代表彈盘諸元。

自动步枪 它是用以杀伤600米距离以内的单个生动目标的单人武器。自动步枪一般是自动装填武器，仅能进行单发射击，因此常常称它为自动装填步枪，由于射手操作較省力和观察目标比較方便，故自动装填步枪比非自动步枪的实际射速要大一倍(約25～30发/分)；但是，自动装填步枪的构造較复杂，重量較大，在結构和生产工艺方面要求特别仔細，以保証动作可靠。

自动装填騎枪与自动装填步枪的区别，在于前者的枪管較短，故其彈道性能亦稍微降低（彈丸初速較小）。

輕机枪 它是一种集体武器，用以杀伤在800米距离以内的群集暴露目标和重要的单个生动目标。輕机枪的火力通常采用短点射，在短点射时能保証每分钟120发的实际射速。为了提高輕

表 3　自动装填步枪

武器諸元	苏联	美国
	武器类型	
	CBT-40	加兰德 M1
口徑(毫米)	7.62	7.62
不带枪刺时的重量(公斤)	3.8	4.6
不带枪刺时的长度(毫米)	1221	1100
自动机类型	导气式	导气式
彈丸初速(米/秒)	830	810/853
彈丸重量(克)	9.6	11.3/9.85
枪口动能(公斤·米)	337	378/364
彈匣容量(枪彈数)	10	8

表中分子表示M1式彈丸的諸元，而分母表示M2式彈丸的諸元。

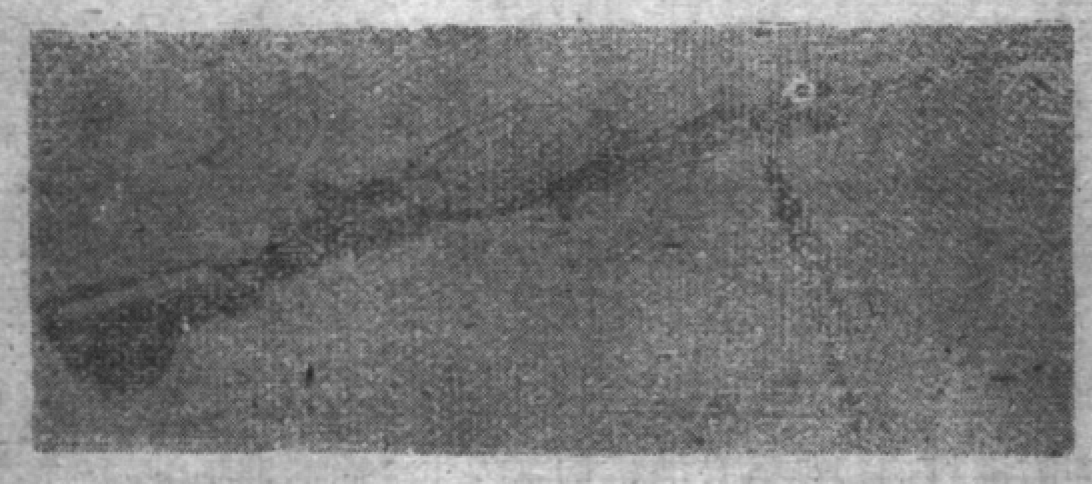


图 4　B. A. 捷克加烈夫設計的ДП式輕机枪。

机枪的实际射速，可使彈盘容量增至50发，有时还采用彈鏈供彈。为了保証輕机枪能长时間射击，通常把枪管做成可以快速更换的。这样射击时就能更换灼热的枪管，并继續射击，同时枪管重量应尽量輕些，以保証武器有必要的机动性。

輕机枪射击时，枪托抵在肩上，为了使稳定性較好，輕机枪装有前支架（脚架）。如所周知，人們曾試图将輕机枪装置在輕型三脚架上。輕机枪往往在結构上加以适当改变（采用折叠式枪托、容量大的彈匣和专用瞄准装置），就能装置在坦克上进行射击。这样的輕机枪叫坦克机枪。

图4是社会主义劳动英雄，瓦西里·阿列克謝也維奇·捷克加烈夫設計的ДП式輕机枪。

表4　輕机枪

武器諸元	苏联	美国	英国	法国
	武器类型			
	ДП	勃朗宁 M1918A2	勃然	沙特罗 1924/29年式
口徑(毫米)	7.62	7.62	7.71	7.5
不带彈匣时的重量(公斤)	8.9	8.6	10.1	9.6
长度(毫米)	1272	1215	1156	1070
射击頻率(发/分)	600	550	600	550
自动机类型	导气式			
彈丸初速(米/秒)	840	850	750	850
彈丸重量(克)	9.6	9.85	11.25	9
枪口动能(公斤·米)	345	365	324	331
彈匣容量(枪彈数)	47	20	30	25
无枪彈时彈匣重量(公斤)	1.6	0.21	0.48	0.28

重机枪　它是一种强有力的集体自动武器，用来在1000米距离内杀伤暴露的和隐蔽在小起伏地后面的集体生动目標，并摧毁敌人的火器。重机枪常安装在专用的輪式枪架或三脚架上；枪架有方向瞄准机构和高低瞄准机构。为了提高高低瞄准的精度，机枪枪架通常設有高低精瞄机构；轉动轉輪时，它能在不大的范圍內改变武器的射角，方向瞄准一般是自由瞄准，操纵握把来轉动机枪。重机枪常采用彈鏈供彈，能够以250发/分的实际射速进行射击。重机枪的火力通常使用短点射和长点射。为了保証重机枪有更高的法定火力，必須特别注意枪管的冷却。为此目的，在旧式重机枪中曾广泛采用了水冷式冷却，即把枪管装在充满水的套筒內。第一次世界大战的經驗早已說明，此种冷却枪管的方法有許多缺点；因此，現代重机枪的枪管均用空气冷却。为了提高冷却效率，把枪管做得粗重些，并且枪管的散热面也要增大。重机枪的枪管有时也能够迅速更换。重机枪如同輕机枪一样，在結构上加以某

些改变，便可用在坦克上进行射击。重机枪可作为高射机枪使用，来对付低空飞行的敌机。为此目的，有时将机枪枪架做成通用的，使它既能够对地面目标射击，也能够对空中目标射击，或者把重机枪安装在专用的单挺或多联(双联、三联和四联)的高射枪座上。

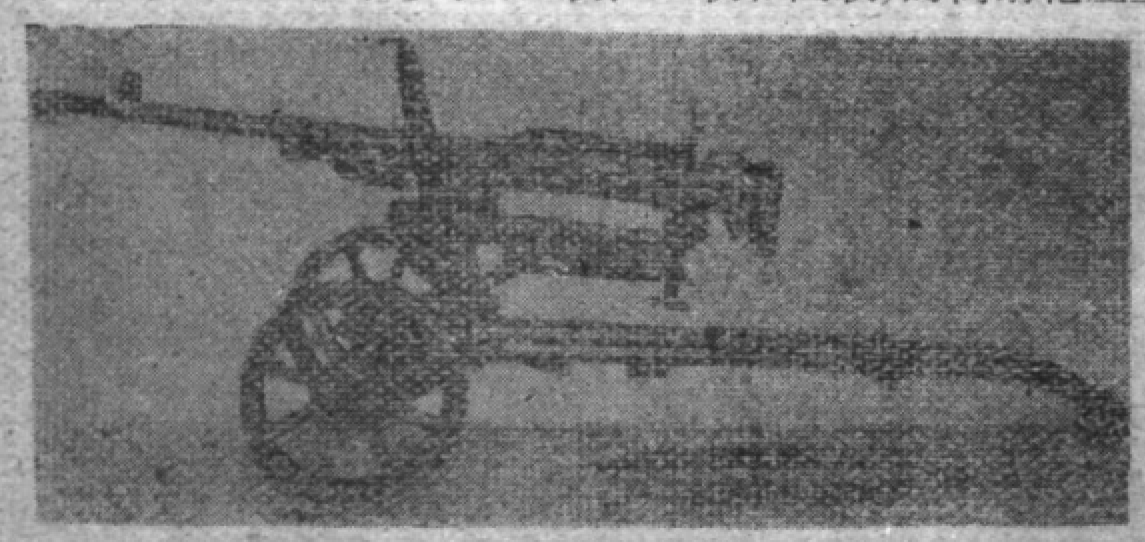


图5 安装在B. A. 捷克加烈夫枪架上的П. М. 郭留諾夫設計的СГ-43重机枪。

表5 重机枪

武器諸元	苏联		美国		英国	法国
	武器类型					
	1910年式馬克沁	СГ-43	勃朗宁M1917A1	НВМ 1919 АЧ	1909年式維克斯	1914年式哈其开斯
口徑(毫米)	7.62	7.62	7.62	7.62	7.71	8
带枪架时的机枪重量(公斤)	63.6	44.5	42.7	21.8	32.4	48.2
不带枪架时机枪的重量(公斤)	20.2	14.6	18.7	14.3	15.09	24.2
枪架类型	輪式	輪式通用枪架	三脚式			
枪管冷却方式	水冷	气冷	水冷	气冷	水冷	气冷
武器长度(毫米)	1107	1138	965	1040	1090	1240
射击頻率(发/分)	600	600	600	550	600	500
自动机类型	枪管短后座	导气式	枪管短后座		枪管短后座	导气式
彈丸初速(米/秒)	800	800	850	850	745	700
彈丸重量(克)	11.8	11.8	9.85	9.85	11.25	12.8
枪口动能(公斤·米)	385	385	366	366	318	320
彈鏈容量(枪弹数)	250	250	250	250	250	250

图5是安装在瓦西里·阿列克謝也維奇·捷克加烈夫枪架上的彼得·馬克西莫維奇·郭留諾夫所設計的 СГ-43 式重机枪。

大口徑机枪 这种机枪用以对空防御，并能对付敌人地面装甲技术兵器，也用来装备坦克和飞机。在步兵分队中，大口徑机枪通常安装在单挺通用枪架上进行射击，这种通用枪架既能够对地面目标射击，也能够对空中目标射击。在防空分队中，大口徑机枪經常安装在多联枪座上（双联的，三联的，四联的）使用。在坦克中和飞机上，大口徑机枪則安装在专用枪座上。为了順利执行战斗任务，大口徑机枪应具有很高的实际射速。因此，大口徑机枪通常采用彈鏈供彈。图6是安装在科列斯尼可夫枪架上的社会主义劳动英雄瓦西里·阿列克謝也維奇·捷克加烈夫和社会主义劳动英雄格奥尔基·謝密諾維奇·什巴金所設計的1938年式德什卡大口徑机枪。



图6 安装在科列斯尼可夫枪架上带有什巴金受彈器的捷克加烈夫和什巴金所設計的1938年式 ДШК 大口徑机枪。

自动炮 自动炮的主要功用是防坦克和防空以及装备坦克和飞机。用自动炮对空中目标射击时，有时将它安装在多联炮架上。作为坦克武器和航空武器使用时，将自动炮安装在专用炮架上。除上述各种主要的自动武器之外，还使用特种功用的武器（反坦克武器、坦克武器、航空武器、高射武器）。

图7和图8是社会主义劳动英雄，瓦西里·阿列克謝也維奇·

表6 大口徑机枪

武器諸元	苏联	美国	英国	法国
	武器类型			
	938年式 ДШК	勃朗宁 M2HB	維克斯	1930年式 哈其开斯
口徑(毫米)	12.7	12.7	12.7	13.2
机枪重量(公斤)	36.0	36.7	42*	39.7
带枪架时机枪的重量(公斤)	170	57	102*	235
枪架类型	輪式通用枪架	三脚式		輪式通用枪架
机枪长度(毫米)	1625	1650	1575	1660
射击频率(發/分)	600	600	450	450
自动机类型	导气式	枪管短后座		导气式
初速(米/秒)	870	895	915	800
彈丸重量(克)	49.5	48	37	49
枪口动能(公斤·米)	1920	1960	1570	1600
供彈方法	彈鏈			彈匣
彈匣和彈鏈的容量(枪彈数)	50	100	100	30

* 重量包括枪管冷却液。

捷克加烈夫（ПТРД）和謝尔盖·加伏里罗維奇·西蒙諾夫（ПТРС）所設計的1941年式苏联反坦克枪。在偉大卫国战爭年代里，苏軍曾普遍把它当作近战反坦克兵器使用。

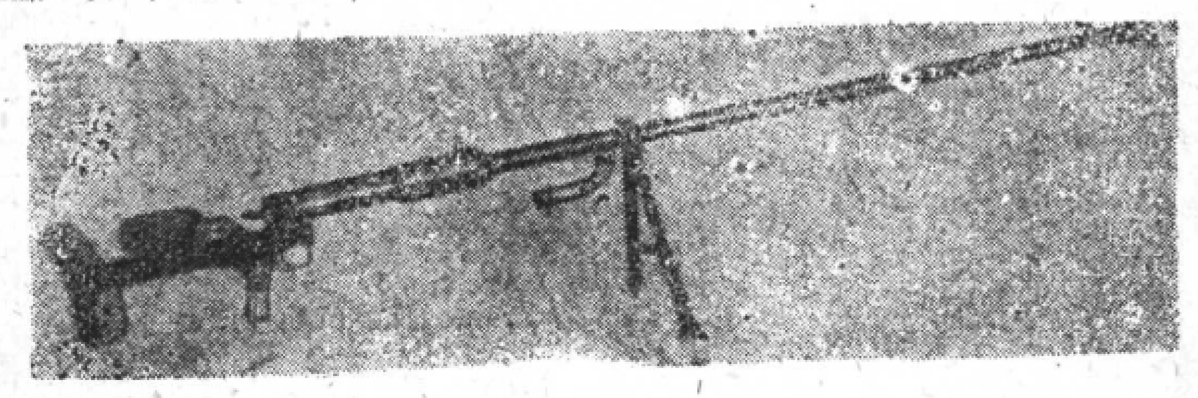


图7　B. A. 捷克加烈夫所設計的1941年式反坦克枪(ПТРД)。

通常将步兵輕机枪和重机枪在結构上稍加改造之后，便可作为坦克武器使用。

图9和10中的航空武器是社会主义劳动英雄，鮑利思·卡伏

表7 小口徑自动炮

武器諸元	苏联		美国		英国
	武器类型				
	1940年式	1939年式	M1A2	博福士 M1	博福士 MK1
口徑(毫米)	25	[illegible]3	37	40	40
战斗状态时武器的重量(公斤)	1075	210[illegible]	2500	2400	2320
射击频率(发/分)	240	180	120	120	120
彈丸初速(米/秒)	900	880	790	900	850
彈丸重量(公斤)	0.28	0.732	0.612	0.882	0.979

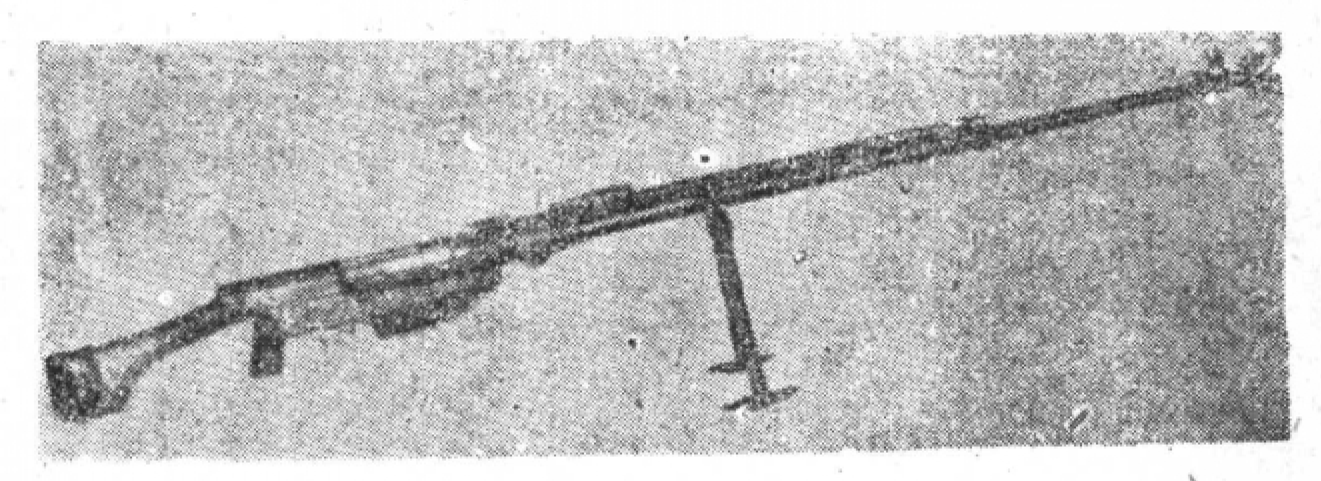


图 8 西蒙諾夫所設計的1941年式反坦克枪(ПТРС)。

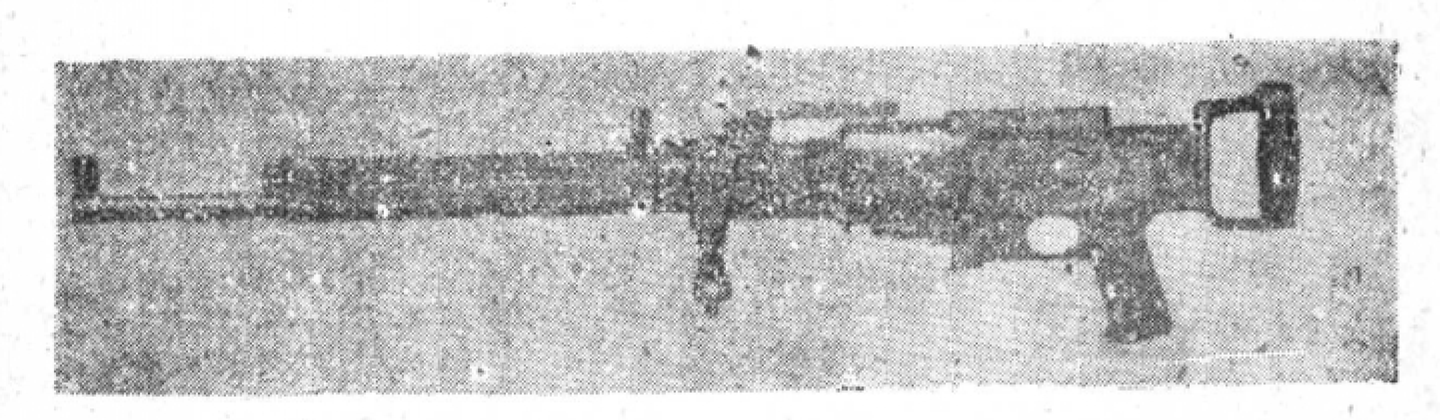


图 9 斯皮塔尔諾伊、柯馬利茨基所設計的航空机枪(ШКАС)。

里洛維奇·斯皮塔尔諾伊和伊林納尔哈·安得烈也維奇·柯馬利茨基所設計的7.62毫米快速航空机枪(ШКАС)以及鮑利思·卡伏里洛維奇·斯皮塔尔諾伊和謝米·弗拉基米罗維奇·弗拉基米洛夫所設計的20毫米快速航空炮(ШВАК)。

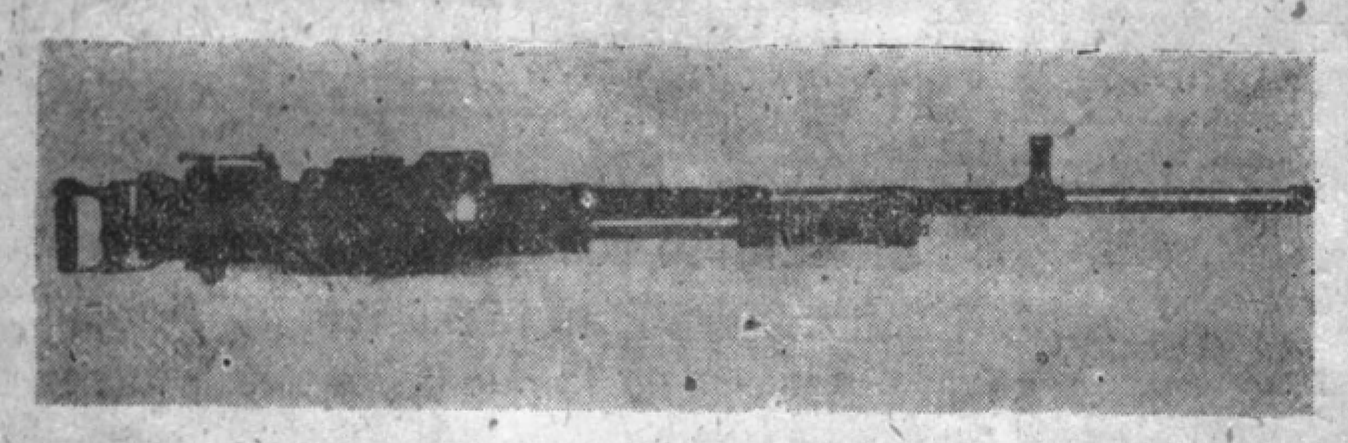


图10 斯皮塔尔諾伊、弗拉基米洛夫所設計的航空炮(ШВАК)。

§2 自动武器的作用和意义

自动化在任一技术部門中的巨大意义是无可爭辯的，因为，自动化的实現会减輕人們的劳动，并且能大大提高机器的生产率。

在武器装备方面，步兵武器首先实現了自动化，因此，步兵的火力威力提高了許多倍。目前，絕大多数的步兵武器都是自动化的。

大家都知道，在偉大卫国战爭中苏軍之所以能够战胜法西斯德国，除掉苏軍具有高度的政治素质之外，决定苏軍胜利的因素之一，就是它拥有优越的技术兵器，其中也包括优越的步兵兵器。

早在偉大卫国战爭初期，苏軍的步兵装备就已有相当完整的体系，并拥有所有各种現代武器。在偉大卫国战爭初期，苏軍装备上所拥有的各式步兵武器就具有良好的战斗性能，并且武器的动作极为可靠，在整个战爭期間，其中許多武器一直使用得很成功，并显示了苏軍步兵武器的战斗性能大大优越于敌軍和盟軍所装备的同类各式步兵武器。德普式輕机枪、德什卡高射机枪、1930/33年式TT式手枪和其它各式武器均可作为范例。

在偉大卫国战爭的进行当中，苏軍步兵装备不断得到了改善，并补充了各种新式武器，这些新式武器是結合着战爭的經驗而制造的。由于苏联設計师們創造性的努力和兵工厂工人、技术員和

工程师的劳动英雄主义的結果，在偉大卫国战爭的第一年，苏軍在装备上就已經具备了各种新式步兵武器，而使得和敌人的生动力量和技术兵器的斗爭方式和方法得到了发展和改善。

1941年，在苏軍装备上出現了威力巨大的防坦克枪ПТРД和ПТРС，它們的战斗性能大大优越于当时所使用的所有該种武器，大大加强了苏軍防坦克武器的威力，配合炮兵順利地反击了敌人强大的坦克襲击，击毁了大量的德国坦克。

1943年，在苏軍装备上开始出現了新式重机枪和新式自动枪。新式重机枪СГ-43具有良好的战斗性能，良好的机动性，而且构造簡单，它在战斗性能上远胜于德国的新式机枪（MG-42）。新式自动枪ППС-43在近距离上能保証有高度的射击密度，故在苏軍中与ППШ自动枪一样，很快地为部队所采用，而成为最多的一种步兵武器。这些自动枪，由于本身具有良好的战斗性能和机动性，故在苏軍中已經取得很高的声誉。并且远远优越于外国軍队所使用的类似武器。

在战爭年代里，某些式样的步兵武器在部队中进行了改装。

在偉大卫国战爭时期，由于步兵武器的不断改善，确保了苏軍武器在质量上优越于敌人，而且这种不断改善和新的战斗形式的运用与武器大量生产也成功地配合起来了。

为了說明在偉大卫国战爭年代中步兵武器生产的規模，可以回忆一下約·維·斯大林于1946年2月9日在莫斯科市斯大林选区的选民大会上列举的数字。

約·維·斯大林指出，在战爭的最后三年时間内，我們的工业每年生产了45万支輕机枪和重机枪，約2百万支自动枪。在1944年曾生产74亿发枪弹。

步兵武器在其他装备系統中的意义和作用主要取决于步兵部队在現代战斗中的作用。

苏軍各种条令正确吸取了偉大卫国战爭的經驗，它强調指出，步兵分队在現代战斗中具有极其主要的作用。因为步兵分队

能在各种不同的地形、气候和任意季节里，不分昼夜皆能完成战斗任务。这也就决定了步兵武器本身的作用和意义。

現代軍队装备系統中步兵武器的显著作用还在于它能給与生动力量以巨大的杀伤，实际上这是由于步兵武器在质量方面有了急剧的变化，在数量方面有了飞跃的增长。

在偉大卫国战争中苏軍所使用的步兵武器的数量，在一定程度上可用上述关于各种主要步兵武器和彈药的生产数字来說明。

現代步兵武器基本上都是自动的，这就大大地提高了它的战斗射速并加强了步兵分队的火力。

綜合上述关于步兵武器在現代軍队其他装备系統中的作用和意义問題，便可作出如下的結論：苏軍步兵武器在苏軍其他装备系統中曾占并将继續占巩固的地位。因此，改善和創造新型步兵武器的工作仍然是苏联軍械专家們发揮智慧和劳动的有利园地。

在偉大卫国战争时期，在各技术兵种中广泛应用了特种自动武器（用以装备飞机和坦克）。特种自动武器是在步兵自动武器的基础上产生和发展的，而在目前已成为一种独立的武器，作为火力襲击和火力防护的极强有力的工具。

由于苏联杰出的航空武器設計师們的有成效的工作，使得苏軍远在偉大卫国战争以前在装备上就已具备了各式优良的专用航空武器，它們在战斗性能上大大优越于当时著名的各式外国武器，而在射速方面首次显示出航空机枪和航空炮完全具有新的技术上的可能性。屬于这类武器的，例如，有大約二十年前所設計的机枪（ШКАС）和航空炮ШВАК。在創造专用航空武器方面的这些最早的杰出工作給苏联航空武器設計工作打下了牢固的基础，并保証了苏軍具有在战斗性能上不断改进着的强大的航空自动武器。談到現代自动武器时，还应当指出自动高射炮。

各种不同功用的自动武器，其所以能够极其迅速和极其順利地发展，是因为采用了科学的成就，并且为科学本身的进一步发展和完善創造了有利的基础，因此，各种不同功用的自动武器就

成了研究自动武器設計这門科学的可靠物质基础。

§3 苏联学者在創立和发展步兵武器研究設計的科学中所起的作用

在研究苏联步兵武器設計和研究的科学时，首先必須指出俄国最老的軍械家弗拉基米尔·格利果里耶維奇·費多洛夫和尼古拉·米哈依洛維奇·費拉托夫的科学著作。

費拉托夫是軍械学的理論家和实踐家，他在武器和机枪射击基础理論方面的著作对培养优秀的軍械干部的工作有宝貴的供献，而且目前仍未失去其价值。

費拉托夫的科学著作“步枪和机枪射击原理”在論述的完整性和严整方面，迄今仍是无与倫比的。費拉托夫的这部著作如同他的全部著作一样，其突出的特点就是把理論研究与其由实踐中得出的結論結合起来。而这些結論是根据他在枪械靶場服务期間直接領导了許多次射击試驗，积累了丰富的經驗而得出的。在其著作中，除发展了理論外，并綜合了大量的經驗。其作品中所討論的一系列的問題，都是費拉托夫首先研究的和首次提出的。

費拉托夫的著作在組織枪械靶場并使其成为步兵武器試驗和研究的科学研究工作的中心方面，以及在以头等步兵武器装备苏軍的工作中，具有很大意义。

第二个最老的軍械家是中将費拉基米尔·格利果里維奇·費多洛夫，他的活动对步兵武器研究和設計科学方面的发展同样做出了很大的供献。

費多洛夫在步兵武器設計方面的科学著作論述了：自动武器及其各机构的分类，自动武器构造基础問題，关于步兵武器公差和配合选擇的問題，以及各种設計工作，步兵武器发展和其战斗使用的簡史等等。

費多洛夫的活动开始于装备中采用自动武器的初期，当时新式武器还未能充分証实它在未来的作用，而陈旧的武器亦未完全

退出历史舞台。因此，許多軍事思想代表者对新式武器的看法是非常不一致的。許多显赫的将軍們，其中也包括德拉貢米洛夫，对新式武器采取否定的态度。新式武器在发展的过程中遇到了极大的困难。俄国軍队中只有一小部分人在当时肯定自动武器将普遍装备于部队，費多洛夫便是其中之一。

在費多洛夫的許多著作中宣揚了自动武器的性能，并提出了关于每种自动武器的作用。目前由于武器方面的科学研究工作和設計工作的广泛发展和吸取了过去战爭的經驗，其中許多問題已为生活所証实，并且获得了可靠的論証。同时，費多洛夫这一部分著作是具有历史意义的，成为軍械专家研究过去的根据。因为不談过去，对将来的創造是有困难的。其另一部分著作迄今仍未失去实际价値，而且在将来也不会失去它的宝貴的参考作用。

在这些著作中，首先应該指出的是已出版的“步兵武器的进化”(第一和第二部分）和“两个时代銜接时期的軍械事业”（第一、二、三部分），在这些著作中叙述了本国和外国步兵武器的发展。这些著作对自动武器各主要机构也作了对比的評价，并綜合了自动武器試驗和研究方面的丰富經驗。

費多洛夫的試驗設計工作对发展自动武器具有重要的意义。大家都知道的費多洛夫自动枪便是一种最初式样的輕型自动武器，它的試驗及战斗使用表明了有可能制造动作可靠的輕型自动武器，这点对苏联軍械家以后的試驗設計工作的开展具有很大的意义。

費多洛夫在研究战爭經驗的基础上分析步兵武器战斗使用的这部著作也是很有价値的。

費多洛夫和費拉托夫的多年有成效的活动和科学著作为发展苏联关于步兵武器設計和研究的科学打下了巩固的基础。

苏联现代步兵自动武器的設計和研究，在炮兵中将阿那托里依·阿尔卡基耶維奇·勃拉貢拉沃夫院士的著作中得到了进一步发展。

勃拉貢拉沃夫于战前第一个五年計划时期开始从事科学活动。当时除了我国工业化任务之外，还提出了以威力强大的現代步兵武器来装备苏軍和消灭在技术装备上沙皇軍队所遺留下的落后現象的任务。

为了順利解决这項任务，需要使步兵自动武器的全部設計工作建立在科学的基础上，并且，为了达到这一目的，首先需要拟定步兵自动武器設計計算和研究的方法。

在解决此項任务中，勃拉貢拉沃夫院士的精辟著作“自动武器設計原理”起了很大的作用，他的著作出版数次，而且著者每次都加以补充，使其更加完善。

此著作首次談到了有关自动武器設計和研究的各种各样的問題。

在深入研究这本书各个别原理和設計及研究武器时利用其中許多問題的过程中培养出来了苏联軍械干部，他們表現出有充分能力去完成共产党和政府賦予他們的进一步发展苏联軍械技术的艰巨任务。

在关于步兵自动武器設計和研究这一科学的現代发展状况的簡短介紹結束之际，还必須提出勃拉文，布卡切夫和馬蒙托夫教授等人在这方面的科学著作。

Б. А. 勃拉文● 在火药气体导出的研究、后效期火药气体的作用、数値积分法的应用等方面的科学著作，在軍械专家中享有頗高的声望。

普加契夫● 的科学著作主要涉及研究自动机时現代数学分析法的应用，馬蒙托夫● 的科学著作基本上是研究利用火药气体能量来使自动机工作的几种不同情况。

本世紀卅年代，在苏联已經广泛开展为苏軍和軍火工业培养

● 勃拉文等著：飞机輕火炮裝备(1941)。

● 普加契夫：自动武器动力学原理(1946)。

● 馬蒙托夫：气流的某些問題(1951)。

軍械专家的工作，并培养出許多为进一步胜利发展这方面的科学而献身的科学工作者。

如果把苏联在步兵武器的設計和研究方面的科学发展的簡述作一总結，便可以得出結論，这种科学完全是在共产党和政府及时地和不断地关怀下产生和发展起来的苏維埃科学。

在步兵武器設計和研究方面的苏維埃科学发展的高度水平，在頗大程度上促使苏联軍队在偉大卫国战爭时期能拥有比敌人技术兵器优越得多的头等步兵技术装备。

在步兵武器設計和研究方面的苏維埃科学的高度发展水平保証步兵武器的技术完全能够获得进一步的发展，并保証用头等步兵武器来装备苏联軍队。

§4　苏联軍械設計师在建立苏軍自动武器中的作用

俄国軍械专家久已享有很高的声望。还在偉大十月社会主义革命之前已制造出謝尔盖·依凡諾維奇·莫新所設計的优良的三綫步枪，这是俄国枪械技术的发展向前迈进的一大步，并且远远超越了外国軍械家的成就。俄国最老的軍械家，費多洛夫、捷克加烈夫和托加烈夫还在十月社会主义革命之前就已創造了許多結构新奇的自动武器，从而为苏联自动武器的发展奠立了巩固的基础。

但是，在那个时期，昏庸无能的沙皇官吏千方百計地阻止本国自动武器的发展，盲目地崇拜外国，以輕視态度对待本国枪械技术的成就。

只有在偉大十月社会主义革命之后，由于共产党不断关怀苏联科学和技术的繁荣，杰出的最老的俄国軍械家和大批青年发明家們的創造积极性，才得到充分的发挥。

根据共产党和苏联政府的指示而建立起来的专門設計局、科学研究所及靶場，在发展苏联軍械技术中起了巨大的作用。这些

組織使得自动武器的設計工作得以建立在科学的基础之上。

在苏維埃政权的年代，捷克加烈夫为苏軍創造了头等的武器：7.62毫米德普式輕机枪，1938年式12.7毫米机枪，1939年式7.62毫米重机枪，7.62毫米坦克机枪，7.62毫米航空机枪，14.5毫米反坦克枪，及其他枪械。所有这些武器都装备于或曾經装备过苏軍。它們是对极其困难的問題独特而大胆的解决，而且是良好的战斗性能和机动性质最合理的結合。

捷克加烈夫所設計的各式武器的結构特点就是构造簡单而且动作可靠。

捷克加烈夫的大胆革新的工作作風已为苏联其他自动武器設計师們所掌握，这就建立了新型的进步的自动武器設計学派，也是苏联軍械家获得杰出成就的根本原因之一。

托加烈夫在苏維埃政权的年代中設計了許多有价值的各式自动武器：1930/33年式手枪，1940年式自动装填步枪和許多其他式样的武器。

偉大十月社会主义革命之后，从对自动武器发展事业和苏軍装备做出宝貴供献的工人群众中培养出大量的天才的軍械家，其中有：西蒙諾夫、什巴金、苏达耶夫、郭留諾夫和其他杰出的軍械家，他們为苏联陆軍装备制造了許多头等的自动武器。

在苏維埃政权的年代里，出現了大量的杰出的航空自动武器設計师：斯皮塔尔諾伊、柯馬利茨基和其他等人。由于这些設計师的忘我而有成效的工作，苏联空軍获得了头等的航空自动武器。

苏联武器的发展史証明，远在偉大十月社会主义革命之前，在沙皇俄国时，工作条件虽然极为不利，但俄国軍械家一向是按照自己所选擇的道路前进，成功地解决了武器設計方面的問題，并表現出他們的天才和革新精神。

苏联軍械家继承了俄国軍械家的优良傳統，他們的工作受到了全国人民的关怀，正在为巩固苏維埃社会主义共和国联盟的国

防力量而从事着創造性的劳动。

上述杰出的軍械家，其中許多人：捷克加烈夫，托加烈夫，西蒙諾夫，付巴金和其他人等都因在供应苏軍头等武器的工作中立下了巨大的功勋而荣获了社会主义劳动英雄的称号。

苏联高度发展的生产力和社会主义的生产关系，为先进技术的进一步发展創造了极其有利的条件。

目前，苏联設計师們已积有丰富的自动武器設計經驗，依靠高度发展的和以現代技术装备起来的实驗基地，苏联学者所建立的自动武器研究和設計理論，在苏联共产党和苏联政府的經常关怀下，能够解决摆在他們面前的任何問題。

第十九次党代表大会所通过的有历史意义的决議規定了要进一步发展整个机器制造业和运用头等技术，所有这些都将会促进这些問題的順利解决。

§5　战术技术要求——武器設計时的指导材料

設計新式武器和研究現有武器时，均以所謂战术技术要求为其指导材料，这些要求通常包括射击威力、机动性、动作可靠性、操作簡便和經济性等。这些基本要求对各种不同的武器有不同的具体內容。

射击威力的要求包括彈丸对目标的作用（穿甲作用、侵彻作用、燃燒作用、杀伤作用等），各种不同距离上的射击精度（单发和連发时）及射速（射击頻率、实际射速、法定火力）。

武器机动性的要求，包括火力机动性（迅速开火、迅速向各种目标轉移火力）、武器不同战斗使用的可能性（防御、进攻、对地面目标和空中目标射击）和武器的运动性（重量、外廓尺寸和武器采用不同运输方式的可能性）。

动作可靠性的要求，包括动作灵活性（射击时不发生故障或少发生故障）、操作安全、战斗中不易受損伤及寿命，即由射彈发数确定之使用期限。

一般来讲，操作簡便的要求就是在战斗中和武器射击准备时便于操作。

武器制造經济性的要求，包括下面几項：所用的材料，制造精度，互换性以及采用最进步的加工方法的可能性。

不难看出，这些要求中的許多要求是相互矛盾的，这就給設計带来了特殊的困难，因为設計师不得不經常去考虑如何使各种要求更好的协調起来。

对确定武器要求能够采取正确的措施，是順利設計武器的主要条件。但为了作到这一点，必須仔細研究現有各式武器，应用現代的理論与实驗研究方法，深刻研究武器战斗使用条件。

設計师如果不能很好地了解武器的現代战斗条件，設計时就可能造成原则性的錯誤。

为了对各种武器以及其各个机构提出具体的战术技术要求，也必須很好地了解步兵武器設計和研究的理論。

拟定对現代步兵武器的战术技术要求时的指导材料，其最重要的来源就是武器的战斗使用經驗。

目前，論証战术技术要求的最宝貴的材料是偉大卫国战爭的經驗，以及对战后苏联軍事艺术发展的分析。

此材料能最正确而完备地評定所用武器的最主要的性能，并提出武器进一步改善和发展的基本途徑。

步兵武器的进一步发展方向应該是，制造新式步兵武器和結合新的技术成就和新的战斗形式改进現有武器。

§6　自动武器設計程序

自动武器設計工作在一般情况下包括下列几个阶段：研究和确定設計課題，設計枪彈，設計武器本身，設計枪架和枪座。

研究和确定設計課題是設計工作中极其重要而富有創造性的阶段。此項工作的完成，需要建筑在深刻分析課題的各个論点的基础之上。在某些情况下，可应用分析和实驗研究方法来解决生

要的困难問題，并提出解决問題的具体途徑。例如，設計比現有武器更为机动的新式自动枪时，設計师可能預見到主要困难在于保証良好的射击精度。显然，为了順利解决所賦予的設計任务，就需要特别注意保証該种武器在射击时的稳定性。此种要求可以通过选擇最有利的彈道解和选擇良好的武器动力平衡的方法来达到。

查明最主要的困难和确定解决所賦与的任务的基本方向，具有非常重要的意义，并在頗大程度上能保証設計的成功。

設計工作的第二个阶段是設計枪彈，本阶段包括詳細分析彈道以及最后选擇彈道方案，使之能最充分地保証所要求的武器战斗性能和勤务性能。本阶段以設計枪彈諸元和最后繪制枪彈結构图而告結束。

第三个阶段是設計武器本身。本阶段的工作要从設計枪管开始。枪管整个內部結构和尺寸（彈膛、坡膛、膛綫部）在設計枪彈时便已确定。

枪管外部尺寸是在計算强度和冷却的基础上确定的。枪管与机匣連接处的外部形状在設計机匣时最后确定。

下一步的工作就是选擇自动机的型式和設計自动武器各主要机构。选擇自动机型式时，必須广泛利用先前的武器設計和使用經驗，并要对与所設計的武器相类似的現有各式武器进行各种試驗及研究。

自动武器各机构的設計工作要从繪制草图开始，以繪制主要机构工作略图和全枪装配图而告結束。确定各机构构件尺寸时，必須要进行某些动力計算和零件强度的校核。繪制装配图时，必須特别注意保証武器結合和分解簡便。修改武器各个零件的外形和尺寸时，需要特别注意的是务求生产簡单，因为这在很大程度上决定所設計的武器的經济性。确定了各机构的相互动作之后便可着手自动机的計算。

自动机的計算要从繪制循环图表和确定活动部分重量諸元开

始。在进行此項工作的过程中可以略微修正零件的尺寸，以便修正循环图表和获得理想的活动部分重量。

获得了所預期的循环图表和合适的活动部分重量諸元之后，便要确定計算所必需的傳速比和效率，以及各机构构件的相当质量及作用于各构件上的相当力。这个計算自动机的第一部分工作，以繪制质量和力的变化图表而告結束。

計算自动机的第二部分工作，在于确定活动部分的运动諸元，以繪制自动机基本构件的位移和速度的变化图解而告結束。

在計算自动机的过程中，个别零件的尺寸可能变化，因而要相应地改变循环图表。

最后修正各零件的尺寸之后，須对所有主要結合部进行分析，确定自动机所有主要零件的制造公差。下一步的工作就是制造武器的試样。

制造出第一批武器的試样之后，設計师一般要进行一項繁重的工作，即須調准自动机的工作，选擇最有利的机构动作，对主要零件的尺寸作最后一次校正。同时，必須把主要注意力集中在保証各种机构的寿命和自动机动作可靠性上。

为了保証主要零件的寿命，有时不得不改变一下个别零件的外形，以便减少应力集中，并且还要采取特殊措施来改善各机构工作的平稳性。选擇零件最有利的外形时，最好应用电阻应变仪和塗漆法来确定零件受力最大区域变形的大小和方向。

选擇自动机的最有利的工作頻率时，以及在保証各个零件工作可靠性时，必須对自动机的工作作实驗研究，記录下活动部分的位移和速度与时間的函数关系。

§7 自动武器各机构理論研究的特点

分析一下自动武器各机构，便容易看出，具有同样功用的机构，其結构是极其不同的。因此，根据功用划分时，就难于拟定和叙述自动武器各机构的計算方法。

通过研究某几种机构的原理图（在一些假定的条件下，把功用不同的自动武器机构归納于其內），研究自动武器各机构构件的运动是比較合理的，但是这种方法的效果主要决定于研究时所取的略图。

选擇原理图时，必須特別注意的是务求它能充分反映出影响各实际机构工作的主要性能，而不必注意对所研究的机构的工作沒有很大影响的一些性能。

只有滿足了这两个条件，才能保証十分精确而簡单地計算自动机。

各种略图中构件的运动，可以用各种不同的微分方程式来表示，为了解这些方程式，最好应用各种不同的解法。

原理图的选擇是在分析大量的各式武器自动机工作的基础上进行的。

例如，分析СГ-43重机枪的自动机工作时，便可以确定出整个武器和自动机各部分运动的特征时期如下：

1．枪机框和整个武器在膛內和导气箍內火药气体压力作用下的运动。

2．枪机框同枪机在复进簧作用下的运动，以及整个武器在緩冲簧作用下的运动。

3．枪机框同枪机与撥彈滑板間有运动約束时（彈鏈供彈机构工作时）的运动。

4．发生各种撞击时（开鎖，閉鎖时枪机框对枪机的撞击，自动机各活动部分到达前方和后方位置时的撞击等），整个武器和自动机活动部分的运动。

許多式样的自动武器都具有这样的运动时期，虽然表現的形式各不相同。

自动武器各机构工作的这些主要特点，使我們能够就对应于上述各时期的运动特点的若干原理图来研究一般的自动机計算方法。

然而，仅研究原理图，还不能説明与自动武器各机构工作理論研究有关的全部問題

由于在具有同样功用的自动武器內，机构的工作各有其独特之处，故除一般計算方法外，还必須研究特殊方法，以便計算自动武器中功用不同的机构的工作特点。

为了解决自动武器各机构的各种动力問題，須建立和求解相应的微分方程式。

分析一下表示自动武器各机构工作的微分方程式，便容易証实：仅有很少一部分方程式可以得出精确解。为了用解析法解这些方程式，通常要采用一些假定，結果，就使研究結果极为不真实，因而失去了求精确解的意义。

所有这些都説明自动武器各机构工作的研究法，不能仅以微分方程的解析法作为基础。

大家都知道，当微分方程式不能用解析法求解时，可以应用数值解法或图解解析法。

应用数值积分法可以用数值表格的形式求得未知函数。用图解积分法求解时，則可以用图解的形式求得未知函数。两种解法通常都能充分满足工程計算的要求，并可在工程实践中应用。

但是，在工程計算实践中运用各种方法的經驗，表明了图解法有許多无可爭辯的优点，其中最主要的优点就是所研究的全部函数的形象性，这就十分便于評价計算的精确度和由計算結果所求得的各值的适用性。

但是，不能把图解解析法看作是在自动武器各机构工作理論研究的所有情况下唯一合适的方法。

表明自动武器各具体机构工作的微分方程式的特点，有时要求应用精确解析法和数值积分法，因此在研究各种机构工作时，对这些方法也应加以应有的注意。

但是，在闡明微分方程式的精确解析解法时，会对所求得的結果作出图解説明，并将对所研究的問題导出图解解法。

同时，不仅要説明微分方程式的解析解法，并且要説明所討論的微分方程中所含之許多函数的图解决定方法。

因此，下述的图解解析法可以看作是研究各机构工作的各种图解解析法的綜合。解具体問題时应用这些方法是否合理，决定于所研究的机构略图的特点和相应于此略图的微分方程的特点。

在对自动武器各机构的工作作理論分析时，替换质量的应用和座标的选擇有很大意义。

建立表示自动武器各机构工作的微分方程式时，常应用替换质量理論，以便用集中于个别点上的替换质量来代替形状复杂而质量分布又不均匀的眞实构件。

大家都知道，起碼要用两个替换质量，才能使构件和替换它的质量在动力学上完全等值。在这种情况下，替换质量之一的位置可以任意选擇。

用一个替换质量来替换构件时不可能保証替换质量与替换构件在动力学上完全等值，因为决定这个替换质量的三个数值不能保証滿足确定质心位置不变、质量不变和惯性矩不变等的四个方程式（在平面运动的情况下）。

但是在研究自动武器各机构工作时，往往沒有必要保証替换质量和被替换构件在动力学上完全等值，因为，在机构构件运动方程式中有时不包括重心的座标，甚至不包括构件的质量。因此，利用替换质量理論时必須預先闡明含有替换质量的方程式的性质，并尽可能簡化求替换质量的表达式。求替换质量的表达式也决定于运动本身的性质。

为了在动力学上完全替换一个作直綫平移运动的构件，必須使重心位置和其质量保持不变。

为了在动力学上完全替换一个繞固定軸作旋轉运动或复杂运动的构件，除保持重心位置和质量不变以外，还必須保証轉动惯量相等。

研究自动武器各机构构件的运动时，必須采用一系列的假設，

以簡化計算。

例如，往往不得不概略地計算导軌和鉸鏈上的反作用力，不考慮重力的影响等。在这些假設的条件下，运动方程式不包含构件重心的座标，甚至于不包含繞固定軸旋轉的构件的质量。

由于采用了这些假設，故在許多情况下可以用一个质量来替換自动武器各机构的构件。即位于被替換构件的任意点上的替換质量，其值与被替換构件的质量相同。

若替換一个繞固定軸旋轉的构件时，可取替換质量位于半徑一定的圓周上，使替換质量和整个构件对于同一点的轉动慣量相等。

用一个替換质量来替換构件时，应当記住，在这种情况下构件质心位置不变的条件可能得不到保証，所以这样的替換只有在对平移和旋轉运动的构件、运动方程式中不包含构件重心座标，以及对旋轉运动的构件，运动方程式中不包含构件的质量时方才可能。

选擇和确定机构构件的座标时，主要的原則是力求使表示各机构工作的微分方程式簡化。在某些情况下，由于座标選擇合理，复杂方程式的解，可以順利地化为求积式。

在許多情况下，必須取表示机构构件的相对位移的座标作为广义座标。

研究自动武器各零件在彈簧作用下的运动时，有时轉化成主座标，就能順利地将复杂問題的解法大大減化，并能将具有两个自由度的运动系統的运动方程式，化为具有一个自由度的物体的运动方程式，从而使其求解大为簡化。

所有这些都說明对各机构构件选擇最合理的座标的重要性。

在研究与建立和求解微分方程式有关的任何一个問題时，将列举有关选擇座标的具体例子。合理选擇座标的問題与合理选擇自变量的問題是有密切联系的。

在研究自动武器各机构的工作时，問題归結为判定把基本构

件的座标或时間座标作为自变量的合理性。

用基本构件的座标作为自变量，就易于求出所研究的各运动段結束时机构工作的特征量，因为这些运动段通常是由基本构件的座标决定的（例如，枪机閉鎖阶段、彈鏈供彈机构工作阶段等）。

用数值法或图解法解微分方程式时，用基本构件座标作自变量，常常能簡化計算或繪图，因为包含在表明自动武器各机构工作的微分方程式中的各量通常只决定于基本构件的座标，并且对于各种不同的自变量来讲，在积分微分方程式之前就可以求出。

解联立微分方程式时，通常取时間作自变量較为适当，因为这就更便于使不同微分方程式中的各种变量一致。

§8 使自动武器各机构工作的作用力

对任何一种机器或机构的研究，与其构件运动的特点有很大关系。这些特点是由使整个机器或其个别机构动作的力的物理性质决定的。

因此，在敘述自动武器各机构工作的各种理論研究方法之前，应先研究一下作用力的某些特点。使自动武器各机构构件運動的各力，按其物理性质，可分为下列几类：火药气体压力、彈簧彈力和其他彈性元件的彈力、慣性力、摩擦力和重力。

火药气体压力通常是主要的运动力，利用它可使自动机的基本构件积蓄一定的动能。火药气体压力的变化性质主要决定于其作用的具体条件（在膛内还是在气室内，作用于枪口帽上，还是在枪口制退器上等等）。火药气体压力的利用方式，在頗大程度上决定了自动武器各主要机构的构造，因此通常是根据火药气体压力的利用方式（在膛内，在气室内）来区分自动机的主要类型。

火药气体压力的变化是非常迅速的，而且作用的时間也很短促。自动机活动部分或整个武器在火药气体压力作用时間内所发生的位移，对此力变化的大小或性质，一般沒有多大影响。

因此，人們认为火药气体压力与自动机或整个武器的位移无关。而仅为时間的函数。

由于火药气体压力作用时間短，变化快，所以在研究武器各部分或整个武器在此压力作用下的运动时，通常可以近似地計算所有其余各力，而不去注意它們的变化（将它們当作常数），这样就大大地簡化了研究工作。

彈簧彈力有时当作主动力（彈簧伸張时），有时当作阻力（彈簧压縮时）。彈簧力的变化，可以认为与彈簧压縮量成綫性关系。

在自动武器中，彈簧质量通常比在彈簧作用下运动的物体的质量小得多，因此，可以极近似地計算彈簧本身质量对在其作用下的物体的运动的影响，此时完全可以不考虑彈簧圈振动的影响。当在自动武器中使用剛度系数較大的彈簧时，必須考虑到这些彈簧变形时机械能的损失。它对于剛度系数特大的緩冲簧而言具有巨大的意义。

由于自动武器各机构工作的性质是不稳定而斷續的。因此慣性力在自动武器中起着非常大的作用。慣性力与火药气体压力和彈簧彈力不同，它不是給定力，因为它不可能用运动特征量表示出来。

自动武器各机构构件在任何給定力作用下运动时，均有慣性力产生。当不同的机构构件发生撞击时，慣性力将达到特别巨大的数値。只有当机构构件运动規律为給定的条件下，也就是在研究了运动以后，才能确定慣性力的大小。因此，确定慣性力通常是为了查明作用于构件上的总約束反作用力，为了校核各构件的强度。

从彈鏈方面作用于撥彈滑板上的慣性力具有特殊意义。通常必須在查明武器各机构工作之前确定这些力（取某些假定之后），以便結合着彈鏈彈性来研究彈鏈的运动。

摩擦力通常如同慣性力一样不是給定力，因为它主要取决于約束反作用力，而約束反作用力又决定于慣性力。这就是确定摩

擦力时的主要困难之一。它們对自动武器各主要机构工作的影响可能是很大的，因此，必須要特別注意計算它們的方法。

自动武器中的摩擦，通常接近于干性摩擦。因此，在确定摩擦力时通常把它們看作与約束反作用力的垂直分量成比例。

可以认为摩擦力与支承面的大小和摩擦面的相对速度无关。試驗説明，自动武器各机构工作时产生的摩擦力与摩擦表面的状况（塗油、染污垢的程度等）有密切关系。

必須指出，設計师若能合理地配置零件，就能大大減小支承反作用力，因而也就能減小摩擦力（例如增加导軌的长度，減小作用力对活动构件重心的力臂）。

自动武器各机构工作时的重力作用通常是次要的。因为它們都是常量，所以考虑它們和确定它們都沒有任何困难。

在武器的不同射角下，檢查自动机的作用可靠性时，重力的計算甚为必要，此时重力在基本构件运动方向上的分量可能在自动机的不同工作时期內使其发生加速度或阻滞运动。

本书前两章節研究自动机在給定力（火药气体压力和彈簧彈力）作用下的运动。其余各力（慣性力、摩擦力和重力）的作用在这些章中以及在以后各章中（研究自动武器各机构构件在給定力作用下的各种运动情况）都有所討論。

第一章　自动机各部分在火药气体压力作用下的运动

§1　自动武器的分类

自动武器的构造，在很大程度上决定于采用什么原理来利用火药气体的能量，以使自动机进行工作。

因此，許多著者如B．Г．費多洛夫教授，A．A．勃拉貢拉沃夫院士及其他等人，主張根据利用火药气体能量的原理来区分各种自动武器。

下面，即按上述原則对現代自动武器进行分类。

1　枪管后座式武器

这是一种利用枪管后座原理使自动机工作的武器，它的枪管是活动的。这种武器中自动机的工作如下：发射时枪机和枪管牢固地扣合在一起，火药气体压力經过弹壳底部作用在枪机上，使枪机和枪管一同运动，其运动方向与彈丸运动方向相反。自动机下一步工作与枪管后座行程有关。

在枪管长后座式武器中（图11），枪管行程与枪机行程相等，枪机和枪管一起后座，压縮复进簧，直到最后方位置；然后枪管在枪管复进簧的作用下单独向前复进，同时开鎖枪机和打开枪膛，以便将下一发枪弹推入弹膛。

枪管到达前方位置之后，枪机就在枪机复进簧的作用下向前复进，并把次一发枪弹送入弹膛；枪机到达前方位置时就进行閉鎖。这种自动机的特点是自动机的工作分为三个阶段进行（枪管与枪机共同后座、枪管复进和枪机复进）。

具有这种自动机的自动武器，其射击頻率都比較低，而且射击精度也差，所以在現代自动武器中很少采用。

在枪管短后座式自动武器中(图 12 和 13)，枪机和枪管在共同后座的过程中解脱联接(枪机开鎖)。开鎖以后，枪机单独向后运动，而枪管的运动則受到限制（枪管完成短行程）。在这种武器中，为了保証枪机在規定时間内可靠地达到最后方位置，經常采用加速机构(加速机)。加速机可以在枪机开鎖过程中，或者在枪机开鎖后进行工作，以增加枪机的速度和减低枪管的速度。加速机工作結束后，枪机向后运动，退至最后方位置，压縮枪机复进簧。在枪机复进时将枪弹送入弹膛。加速机工作結束后，枪管继續向后运动少許，在有一些武器中(图12)，枪管在后方位置上停住，待枪机复进到前方，触动其卡笋时才被解脱，同枪机一起向前复进，实現閉鎖（費多洛夫自动步枪）。在另一些武器中（图13），枪管后座到位

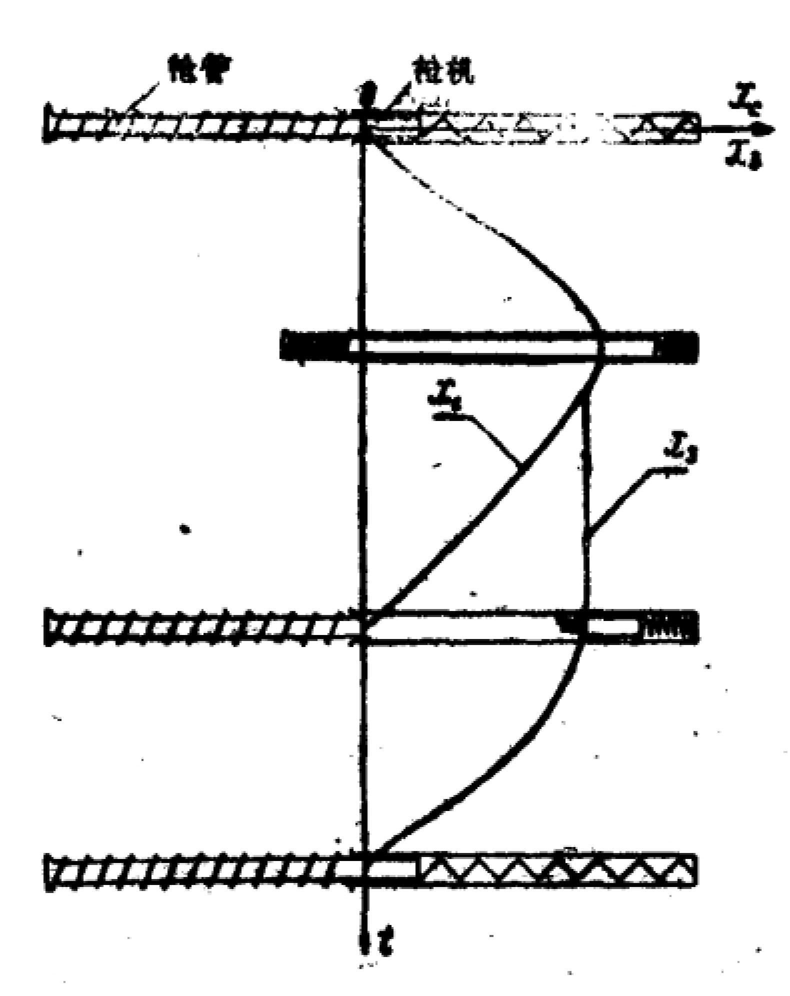


图11　枪管长后座式自动机的工作略图。

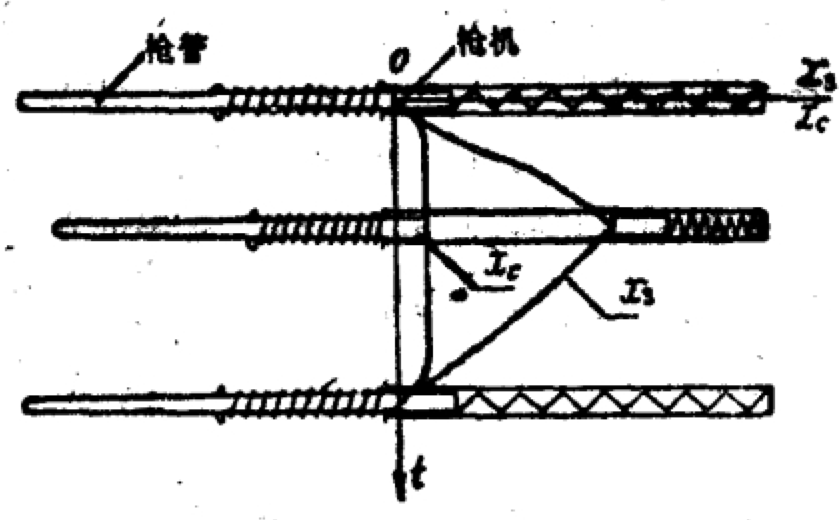


图12　枪管短后座式自动机的工作略图。

后，即在枪管复进簧的作用下单独向前复进，而和枪机的运动沒有关系（比枪机到达最前方位置为早）。枪机在其复进簧作用下到达前方位置时即自行閉鎖（馬克沁枪机）。在某些枪管較輕的枪管短后座式自动武器中，自动机中可能沒有加速机构（1930/33年式7.62毫米手枪）。

图13 枪管短后座式自动机的工作略图（无枪管卡筝）。

利用枪管短后座原理而工作的自动机广泛地应用于現代自动武器中，因为它能在高射速情况下保証动作确实可靠，并且后座力也不大（对枪架、枪座或射手肩部的作用不大）。在重机枪、大口徑机枪和自动炮中，这种动作原理的自动机应用得特別广泛。

2 枪机后座式武器

在利用枪机后座原理使自动机工作的武器中，枪管固定不动，发射时枪机或者与枪管完全不扣合，或者虽然扣合，但在經过彈壳底部傳来的火药气体压力作用下即行开鎖（可以自动开鎖）。

发射时如果枪机不与枪管相扣合，而只有复进簧作用于其上，这种枪机叫自由枪机，这种自动机叫自由枪机式自动机。自由枪机式自动机的工作，是当枪管內的火药气体压力开始增长时，枪机即同彈壳一起后退。枪机在后退时压縮其复进簧，然后又在复进簧作用下向前运动，从彈匣內推送一发枪彈进入彈膛。

枪机的质量和彈壳对彈膛的摩擦力对此种型式的自动机的工作影响很大。摩擦力的产生是由于火药气体压力把彈壳紧压在彈膛壁上所致。

为了使这种型式的自动机作用可靠，必須有相当沉重的枪机，

并采用彈壳較短的枪彈。因此，自由枪机式自动机在用手枪枪彈射击的武器中应用最广。这种自动机的主要优点是构造簡单。苏联1941年式冲鋒枪（ППШ）和1943年式冲鋒枪（ППС）就是采用的这种自动机。

发射时如果枪机与枪管相互扣合，而扣合的解脫是由于加在彈壳底部的火药气体压力的作用，則这种枪机叫半自由枪机，这种自动机叫半自由枪机式自动机。半自由枪机式自动机的工作，同样是在膛內火药气体压力开始增长时，枪机卽与彈壳一起后退，然而，由于作用在閉鎖构件上的摩阻力很大，以及与枪机相联接的个別零件的加速运动，枪机的后退受到閉鎖机构的制动。在自动开鎖期間枪机的制动显著地減少了枪机的动能，因而可采用威力較大的枪彈，而无須过多的增加枪机质量。半自由枪机式自动机在枪机自动开鎖以后的工作，与自由枪机式自动机沒有任何原則上的区別。这种自动机的主要缺点是它的工作与摩擦力有关，也就是决定于閉鎖机构工作表面的状况，因而使机构的作用不可靠。半自由枪机式自动机的变形，主要区別于閉鎖机构的結构和枪机的制动方式。

3 导气式武器

这种武器有特殊的气室，它的位置通常是在枪管前部，彈丸通过枪管上的导气孔之后，火药气体卽通过导气孔进入气室內(图14)。气室內装有活塞，活塞与枪机框或枪机体連接。在气室內的火药气体压力作用之下，枪机框

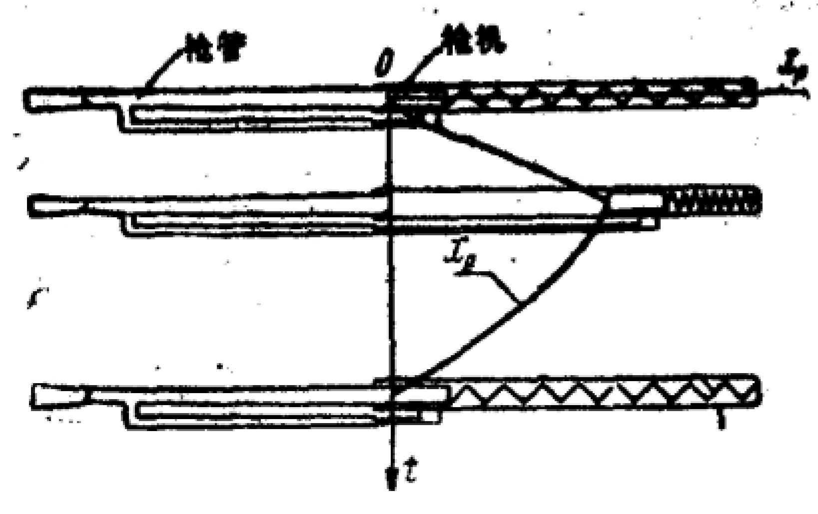


图14 导气式自动机的工作略图。

（或枪机体）向后运动并使枪机开鎖。开鎖以后自动机的工作，視活塞杆与枪机框（或枪机体）的联結情形而定。例如，在苏联 ДП 式輕机枪中，活塞杆与枪机框固联在一起，因此在枪机开鎖后，活塞杆和枪机框与枪机一同向后方位置运动，压縮复进簧，然后又一同向前复进，从彈盘中将下一发枪彈送入彈膛，并閉鎖枪机。这种型式的自动机叫活塞长行程的自动机。这种自动机工作时活动部分的质量大，从而提高了自动机作用的可靠性。在苏联 1940 年式自动步枪中，活塞杆与枪机体不相連接，因此，在枪机开鎖后，枪机体和枪机一起后退，压縮复进簧，而活塞杆則借其复进簧的作用立即向前运动。这种型式的自动机叫活塞短行程自动机。这种自动机工作时活塞杆不需要很长的导軌，因而使武器的結构有所簡化。

在导气式武器中，枪管通常是固定的，但是我們知道，在某些导气式武器中，也有枪管是活动的（例如捷克 ZB-53 式重机枪）。有的武器中，活塞杆在火药气体压力作用下向前移动（法国圣——艾蒂式机枪），有的就繞軸摆动（美国可儿特机枪）。这些武器在自动机的工作有許多严重的缺点，故目前已不使用。它們的結构特点，在新式武器中也不采用。

导气式自动机能保証良好的动作可靠性，整个武器的結构相当簡单，并能获得較高的射速。由于这种型式的自动机具有这些优点，故在苏式武器中被广泛采用。

§2 枪管在火药气体压力作用下的运动（枪管后座）

1 枪管自由后座

研究枪管在火药气体压力作用下的运动时，通常只須确定某些特征瞬間（彈丸飞出枪膛瞬間、火药气体后效期的某些瞬間）的主要运动特征量。

为了确定彈丸飞出枪膛瞬間枪管的运动特征量（速度和位移），可以利用动量方程式由彈丸初速和重量諸元求出，而不須知道膛内火药气体压力的变化規律。

假設除了火药气体压力以外，沒有任何其他力作用在枪管上，枪管可以沿枪膛軸綫自由移动，则当彈丸在膛内运动期間，可以认为彈丸、装药和枪管的动量和为一常数：

$$\frac{Q+0.5\omega}{g}V_0-\frac{q+0.5\omega}{g}v_0=0, \tag{1}$$

式中 Q，q，ω——枪管重量，彈丸重量和装药重量；

V_0——彈丸飞出枪膛瞬間枪管的速度；

v_0——彈丸飞出枪膛瞬間的速度（通常取其为彈丸初速）；

g——重力加速度。

在表达式（1）中假定装药质量一半的速度与彈丸相同，而另一半的速度则与枪管一样。此表达式可以写成如下形式：

$$V_0=\frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}v_0。 \tag{2}$$

因为装药重量比枪管重量小得多，故可以写为

$$V_0=\frac{q+0.5\omega}{Q}v_0。 \tag{3}$$

如果将表达式（2）应用于彈丸在膛内运动的任一瞬間，则其形式如下：

$$V=\frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}v。$$

但

$$V=\frac{dx}{dt}$$

和

$$v=\frac{dl-dx}{dt},$$

式中 x——枪管的位移；

l——彈丸相对于枪管的位移；

t——时間。

因而上一表达式可以写为:

$$\frac{dx}{dt}=\frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}\left(\frac{dl-dx}{dt}\right)$$

或

$$dx=\frac{q+0.5\omega}{Q+0.5\omega}(dl-dx),$$

由此得:

$$dx=\frac{q+0.5\omega}{Q+q+\omega}dl\approx\frac{q+0.5\omega}{Q}dl。\qquad(4)$$

积分上式:

$$\int_0^{x_0}dx=\frac{q+0.5\omega}{Q}\int_0^L dl,$$

得:

$$x_0=\frac{q+0.5\omega}{Q}L,\qquad(5)$$

式中　x_0——彈丸飞出枪膛瞬間枪管的位移;

L——彈丸在膛內的全部位移。

把表达式

$$\frac{q+0.5\omega}{Q}=\frac{V_0}{v_0}$$

代入（5）式，便得:

$$x_0=L\frac{V_0}{v_0}。\qquad(6)$$

彈丸在膛內的运动时間，可根据內彈道学中的經驗公式求出:

$$t_0=\frac{2L}{v_0}T(\eta),\qquad(7)$$

式中

$$\eta=\frac{p_{cp}}{p_m}=\frac{q+0.5\omega}{2gsLp_m}v_0^2;$$

p_m——膛內最大火药气体压力;

p_{cp}——彈丸在膛內运动时期內火药气体压力的平均值;

$T(\eta)$——根据下頁的表求出的函数。

为了求出火药气体后效期內枪管动量的总增量，通常使枪管在此期間內的动量增量等于由枪管流出的火药气体动量的增量:

$$\frac{Q}{g}(V_m - V_0) = \frac{\beta v_0 \omega}{g} - \frac{0.5 v_0 \omega}{g}, \qquad (8)$$

式中　Q——活动部分的重量；

g——重力加速度；

V_m——后效期末枪管的速度；

V_0——彈丸飞出枪膛瞬間枪管的速度；

$\frac{\beta v_0 \omega}{g}$——火药气体动量的总增量；

$\frac{0.5 v_0 \omega}{g}$——彈丸飞出枪膛之前火药气体动量的增量；

βv_0——火药气体流出枪膛时的平均速度；

β——火药气体作用經驗系数；

ω——装药重量。

η	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.70
$T(\eta)$	0.836	0.892	0.944	1.000	1.056	1.116	1.180	1.249	1.322

根据A. A. 勃拉貢拉沃夫院士的試驗，对于常見的彈丸初速(600～900 米/秒)，火药气体从膛内流出的平均流速可以取为 βv^0 =1275米/秒，于是

$$\beta = \frac{1275}{v_0}。$$

对于这种标志火药气体作用的系数β，斯魯荷茨基曾提出如下的公式：

$$\beta = \left(1 + \frac{1}{k}\right)\left(\frac{2}{1+k}\right)^{\frac{3}{2}} \frac{1}{v_0}\sqrt{gk\frac{p_\pi}{\gamma_\pi}},$$

式中　v_0——彈丸初速；

k——多方曲綫指数；

p_π——彈丸飞出枪膛瞬間的膛内火药气体压力；

γ_π——彈丸飞出枪膛瞬間的火药气体比重；

g——重力加速度。

如果取

$$\gamma_Л = \frac{\omega}{sL'},$$

$$s = 0.82d^2,$$

式中　d——口徑；

s——枪膛横断面面积；

L'——彈丸在膛内的行程長和药室的縮徑长度之和（枪管換算长度）；

ω——装药重量。

則斯魯荷茨基敎授的公式可以化成如下的形式：

$$\beta = c\frac{d}{v_0}\sqrt{\frac{p_Л L' g}{\omega}},$$

式中 c 是一无因次系数，决定于多方曲綫指数 k。

因为斯魯荷茨基敎授在推导此公式时，采用了一系列假設，其中主要的是假定枪口处为临界压力，以及假定火药气体从枪膛噴出为一定常过程，故此公式仅是近似的，需要引入經驗系数，以使計算結果与实驗一致。

在很多研究中都是选擇一个适当的多方曲綫指数值，来求得計算与实驗的一致。但是，考虑到公式的不精确性，也可以用选擇适当的系数 c 的办法来求得一致。

根据对各式步兵自动武器的实驗研究結果，在計算 β 的公式中，可以取此系数为 $c = 1.5$。

此时公式的形式为：

$$\beta = 1.5\frac{d}{v_0}\sqrt{\frac{p_Л L' g}{\omega}}。\tag{9}$$

把 V_0 的值代入（8）式，并对 V_m 求解，便得：

$$V_m = \frac{q + \beta\omega}{Q}v_0。$$

仅当决定枪管在火药气体后效期末的速度时，才可以应用此公式。

如果需要确定后效期的时間或枪管在火药气体后效期末的位移和火药气体后效期内的运动特征量，那么就必須知道在該时期

內膛內火药气体压力与时間的关系。此关系可用各种不同的公式表示之。

目前有大量的研究火药气体后效期的著作（特洛菲莫夫、斯魯楉狹基、托洛奇可夫、勃拉文、杰倫切夫、馬蒙托夫的研究）。几乎在所有这些著作中，对早先提出来的計算后效期內火药气体压力的方法中所采取的假設都做了批判性的評价，并采取了新的假設，这些假設（从作者观点来讲）与所研究的現象出入較小。

在表示后效期內火药气体压力与时間的关系 $p=f(t)$ 的各种公式中，应用最广的是勃拉文敎授的經驗公式

$$p=p_{д}e^{-At}, \tag{10}$$

式中 $p_{д}$——彈丸飞出枪口瞬間的膛內火药气体压力；

p——后效期內任意瞬間的膛內火药气体压力；

e——自然对数的底；

A——常系数；

t——从后效期初瞬算起的时間。

系数 A 可利用作用在膛底的火药气体压力的下列冲量表达式求出

$$I=\int_0^t psdt=p_{д}s\int_0^t e^{-At}dt=\frac{p_{д}s}{A}(1-e^{-At})。$$

把

$$e^{-At}=\frac{p}{p_{д}}。$$

代入上式，得

$$I=\frac{p_{д}s}{A}\left(1-\frac{p}{p_{д}}\right)。$$

在后效期末，以 $p=p_{a}$（p_{a} 为大气压力）代入，得火药气体压力在后效期內的总冲量

$$I_{п}=\frac{p_{д}s}{A}\left(1-\frac{p_{a}}{p_{д}}\right),$$

但是

$$I_{\text{п}} = \frac{\beta - 0.5}{g}\omega v_0。$$

使 $I_{\text{п}}$ 的两表达式相等，并略去远小于 1 的比值 $\frac{p_{\text{a}}}{p_{\text{д}}}$，便得：

$$\frac{p_{\text{д}} s}{A} = \frac{\beta - 0.5}{g}\omega v_0。$$

利用后一等式，得系数 A：

$$A = \frac{p_{\text{д}} s g}{(\beta - 0.5)\omega v_0},$$

但

$$\beta = 1.5\frac{d}{v_0}\sqrt{\frac{p_{\text{д}} L' g}{\omega}},$$

和

$$\beta^2 = 2.74\frac{p_{\text{д}} s g L'}{\omega v_0^2},$$

因为

$$s = 0.82 d^2。$$

因而，

$$A = 0.365\frac{\beta^2}{\beta - 0.5}\cdot\frac{v_0}{L'}。$$

火药气体后效期的总时間可由下式求出：

$$p = p_{\text{д}} e^{-At},$$

令 $t = T$，$p = p_{\text{a}}$，式中 p_{a} 为大气压力，得

$$T = \frac{1}{A}\ln\left(\frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{a}}}\right)。$$

因而，对于火药气体后效期有下列关系式：

1）膛压为：

$$p = p_{\text{д}} e^{-At};$$

2）在任意瞬間作用在膛底的火药气体压力冲量为：

$$I = I_{\text{п}}(1 - e^{-At})$$

或

$$I = I_{\text{п}}\left(1 - \frac{p}{p_{\text{д}}}\right);$$

3）后效期內火药气体压力总冲量为：

$$I_{\text{п}} = \frac{\beta - 0.5}{g}\omega v_0;$$

4）火药气体作用系数为：

$$\beta = 1.5\frac{d}{v_0}\sqrt{\frac{p_{\text{д}}L'g}{\omega}} \text{或} \beta = \frac{1275}{v_0};$$

5）火药气体后效期的总时間为:

$$T = \frac{1}{A}\ln\left(\frac{p_{\text{д}}}{p_{\text{a}}}\right)。$$

有了关系式 $I = f(t)$，就可以求出后效期內枪管的速度和位移与时間的关系式 $V = f(t)$ 和 $x = f(t)$：

$$V = \frac{Ig}{Q} + V_0 \tag{11}$$

和

$$x = x_0 + \int_0^t V dt, \tag{12}$$

式中　V 和 x——后效期內任意瞬間枪管的速度和位移；

V_0 和 x_0——彈丸飞出枪口瞬間枪管的速度和位移；

Q——枪管及与其一起运动的部分的重量和；

g——重力加速度。

把相应的 I 值代入公式（11）和（12）中，可得計算后效期內枪管运动諸元的公式:

$$V = V_0 + (V_m - V_0)(1 - e^{-At}), \tag{13}$$

$$x = x_0 + V_0 t + \frac{V_m - V_0}{A}(At + e^{-At} - 1), \tag{14}$$

式中

$$x_0 = \frac{V_0}{v_0}L;$$

$$V_0 = \frac{q + 0.5\omega}{Q}v_0;$$

$$V_m = \frac{q + \beta\omega}{Q}v_0。$$

火药气体后效期末枪管的位移（$t = T$ 和 $e^{-At} \approx 0$ 时）为:

$$x_m = x_0 + \left[V_0 + (V_m - V_0)\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T。 \tag{15}$$

上面得出的火药气体后效期內的膛压。枪管速度和位移的公式可以写成:

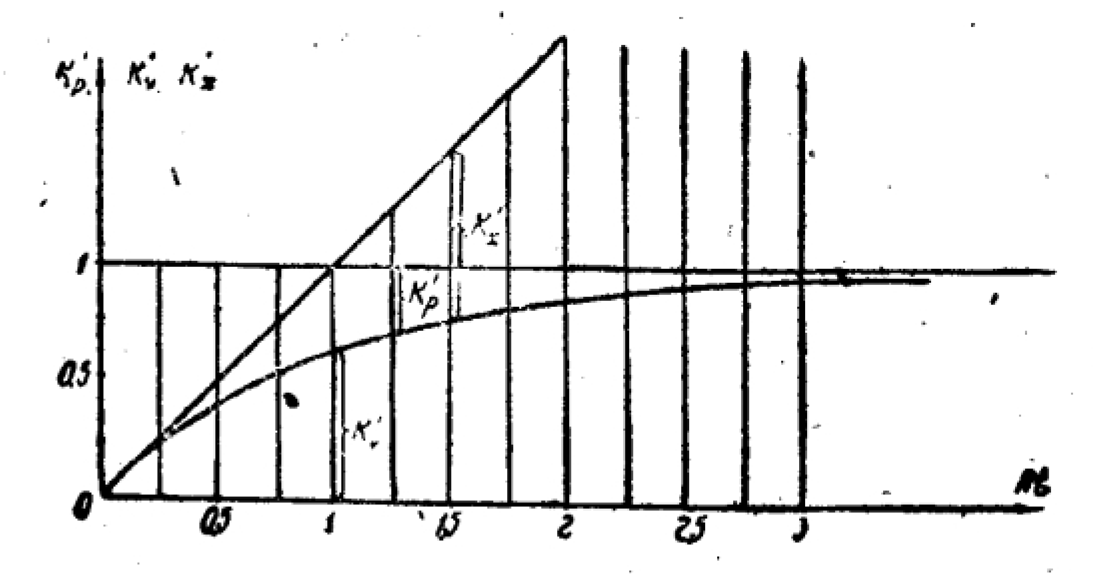


图15　系数k_p'；k_V'；k_x'与At的关系图。

$$p = p_{\pi} k_p';$$

$$V = V_0 + (V_m - V_0) k_V';$$

$$x = x_0 + V_0 t + \frac{V_m - V_0}{A} k_x';$$

式中　$k_p' = e^{-At}$；$k_V' = 1 - e^{-At}$；$k_x' = At + e^{-At} - 1$。

系数 k_p'；k_V'；k_x' 仅取决于 At，并可根据图解（图15）求出。

2　枪管制动后座

在上述研究中，曾假設枪管及与其联接的部分的运动是自由进行的，不受任何阻力，并且枪管沒有枪口装置（消焰器、枪口制退器等）。

在自动武器中，枪管上常装有枪口装置，同时枪管及与其联接的部分的运动是在彈簧阻力作用下进行的。

为了計算阻力的影响，可在枪管速度和位移中引入修正量 ΔV 和 Δx，即：

$$\Delta V = \frac{Rtg}{Q}, \tag{16}$$

$$\Delta x = \Delta V \frac{t}{2}, \tag{17}$$

式中、R——所研究的枪管运动路段上的平均阻力；

t——枪管走过該路段所費的时間；

Q——枪管及与其相联接的部分的重量和；

g——重力加速度。

因此在考虑到运动阻力时，求枪管位移和速度的公式为：

$$\bar{V}=V-\Delta V;$$

$$\bar{x}=x-\Delta x;$$

式中 V，x——不考虑运动阻力时枪管的速度和位移；

$\bar{V}$，$\bar{x}$——考虑运动阻力时枪管的速度和位移。

为了計算武器在有一定射角时枪管重量的影响，必須将枪管重力沿枪管运动方向和其法綫方向分解为二力（图 16）：$Q\sin\varphi$ 和 $Q\cos\varphi$。

重力分力 $Q\cos\varphi$ 引起摩擦力 $fQ\cos\varphi$，它作用在枪管上，其方向与枪管运动速度方向相反。

将所有作用在枪管上的力投影于（沿枪管运动方向的）x 軸上，得：

$$\Sigma X=Q(\sin\varphi\mp f\cos\varphi)\equiv R_{Q}。\tag{18}$$

表达式中的符号，視枪管运动方向而定，在枪管后退时取負号，在枪管复进时取正号。角度 φ 表示俯角則应取負值。

力 R_Q 为常量，因此它对于枪管速度和位移的影响可按上述方法計算。

这个方法可用以計算自动机任何部分的重力（枪机、枪机框等等）对运动的影响。

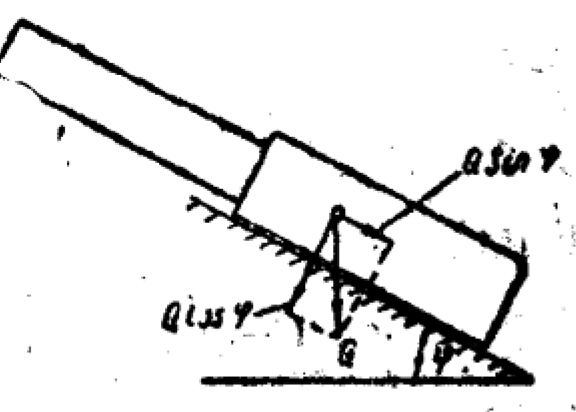


图16　重力的分解。

如果枪管重心不在枪膛軸綫上，則当枪管受火药气体压力作用而后座时，将在导軌上产生附加的摩擦力。为了說明計算这些摩擦力的方法，我們来研究最簡单的枪管后座略图（图17），在此略图中 ps 表示沿枪膛軸綫作用于枪管上的火药气体压力；N_1 和 N_2 表示导軌上的法綫反作用力，fN_1 和 fN_2 表示由于反作用力 N_1

和 N_2 的作用而产生的摩擦力。

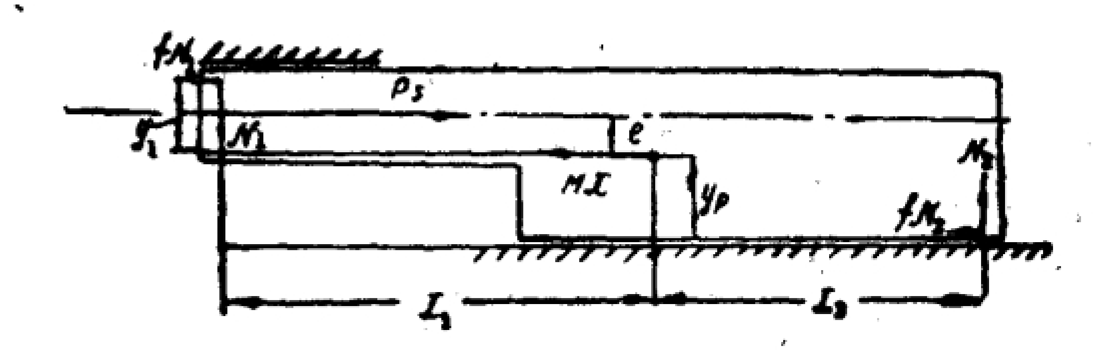


图17 有动力偶时枪管的后座。

如果在枪管重心上加一惯性力 $M_0\ddot{x}$，根据达兰贝尔原理可以写出枪管受力的平衡方程式如下：

$$\Sigma X = ps - f(N_1+N_2) - M_c\ddot{x} = 0;$$

$$\Sigma Y = N_1 - N_2 = 0;$$

$$\Sigma M_0 = pse - f(N_1y_1 - N_2y_2) - N_1x_1 - N_2x_2 = 0。$$

从后两方程式中得

$$N_1 = N_2 = \frac{pse}{x_1+x_2+f(y_1-y_2)}。$$

由此可見，反作用力 N_1 和 N_2 之値決定于 pse，后者叫做动力偶。

将 N_1 和 N_2 之值代入第一方程式中，得

$$ps\left[1 - \frac{2fe}{x_1+x_2+f(y_1-y_2)}\right] = M_c\ddot{x}。$$

对于所研究的結构来說，方括弧中的量为一常量，引用符号

$$1 - \frac{2fe}{x_1+x_2+f(y_1-y_2)} = \psi, \tag{19}$$

則得

$$ps\psi = M_c\ddot{x}。 \tag{20}$$

在沒有动力偶时（这时 $e=0$ 和 $\psi=1$），得

$$ps = M_c\ddot{x}。$$

对于这种情况，我們曾得到枪管后座时任意瞬間的速度 V 和位移 x 的表达式。

显然，考虑到动力偶时，这些量将为

$$\overline{V} = V\psi, \tag{21}$$

$$\bar{x} = x\psi。 \tag{22}$$

分析ψ的表达式便可看出：使枪管重心接近了枪膛軸綫，即减小动力偶臂 e，或者增大导軌長度 x_1+x_2，均可减小动力偶的影响。

如果枪管重心与枪膛軸綫不在同一垂直面上，可用同样的方法計算动力偶在側向导面上所引起的摩擦力。

在枪管后座时期，若具有动力偶，同时还有复进簧作用在枪管上，則在計算时，应将复进簧力乘以常数，此乘数之值可用决定数值ψ的方法加以确定。

考虑枪口装置的影响时，在第一次近似計算中可将某一系数引入 I 值中，以适当地增大或减小后效期內火药气体压力冲量：

$$I' = \mu I。 \tag{23}$$

分析此火药气体压力冲量的表达式，不难看出，对冲量引入系数μ，就等于对 $p_{\text{Д}}$ 或 $(V_m - V_0)$ 引入同一系数。因此，在确定与枪管相連接的自动机活动部分的速度和位移时，可在相应的方程式中引入：

$$p'_{\text{Д}} = \mu p_{\text{Д}},\quad V'_m - V_0 = \mu(V_m - V_0)$$

来計算枪口装置的影响。

利用后面指出的試驗数据，便可确定系数μ。我們且研究一个确定枪管自由后座特征量的例子，已知：

$d=7.62$毫米；$p_m=2800$公斤/厘米²；$p_{\text{Д}}=650$公斤/厘米²；

$Q=12$公斤；$q=9.6$克；$\omega=3.25$克；$v_0=840$米/秒；

$L=55$厘米；$L'=63.4$厘米；$t_0=0.0015$秒。

1. 利用下列公式确定彈丸飞出枪口瞬間枪管的速度和位移：

$$V_0 = \frac{q+0.5\omega}{Q}v_0;\quad x_0 = \frac{V_0}{v_0}L;$$

$$V_0 = 0.785\ 米/秒;\quad x_0 = 0.51毫米。$$

2. 根据下式确定后效期末枪管的速度：

$$V_m = \frac{q+\beta\omega}{Q}v_0,$$

式中

$$\beta = 1.5\frac{d}{v_0}\sqrt{\frac{p_K L' g}{\omega}},$$

$$V_m = 1.08\ 米/秒;\ \beta = 1.58。$$

3. 根据下式确定后效期的时間:

$$T = \frac{1}{A}\ln\left(\frac{p_K}{p_a}\right),$$

$$A = 0.365\frac{\beta^2}{\beta - 0.5}\ \frac{v_0}{L'} = 1120\frac{1}{秒}。$$

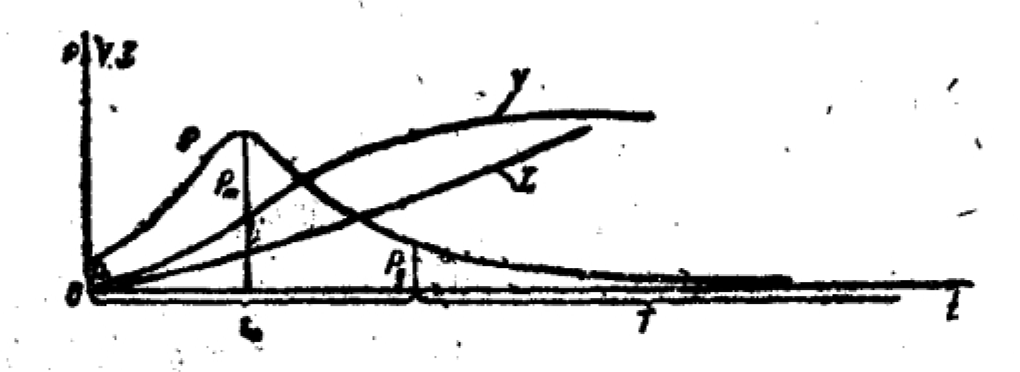


图18 后座时膛内火药气体压力、枪管速度和位移变化图。

4. 确定后效期末枪管的位移:

$$x_m = x_0 + \left[V_0 + (V_m - V_0)\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T = 0.0063米,$$

$$x_m = 6.3毫米。$$

5. 确定后效期的膛內压力，将計算結果繪于图 18 中。

假設对所研究的枪管装上枪口制退器，其 $\mu = 0.218$。对速度差 $(V_m - V_0)$ 引入系数 μ，即可計算枪口制退器的影响，建立下列关系式:

$$V'_m - V_0 = \mu(V_m - V_0),$$

式中 V_0——弹丸飞出枪口瞬間枪管的运动速度;

V_m 和 V'_m——火药气体后效期末瞬的枪管运动速度（不带枪口制退器时为 V_m，带枪口制退器时为 V'_m）。

由該等式可得速度 V'_m,

$$V'_m = V_0 + \mu(V_m - V_0)。\tag{24}$$

将前例中的具体数值代入此公式，得:

$$V'_m = 0.839 \text{ 米/秒};$$

根据公式(24)，求后效期末枪管位移的表达式可以写为：

$$x'_m = x_0 + \left[V_0 + (V_m - V_0)\mu\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T$$

或

$$x'_m = x_0 + \left[V_0 + (V'_m - V_0)\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T。$$

将各量的数值代入后一关系式中(利用前例的数据)，得

$$x'_m = 5.4 \text{ 毫米}。$$

将求得的各量与沒有枪口制退器时的計算結果比較，便可判定枪口制退器对枪管运动的影响。

图18上的曲綫表示膛內火药气体压力、枪管自由后座速度和位移随时間变化的关系。

§3 枪管前冲作用在自动机工作中的应用

在上面所研究的枪管后座情况中，都假設枪管在火药气体压力作用下运动时的初速为零。

如果击发时，在发射方向赋予枪管以一定的速度，即当彈丸开始在膛內运动时，使枪管具有某一向前运动的速度 V_B，那么火药气体压力对膛底的作用应先制动枪管，然后使之获得一定的后座速度。

这样的现象叫做枪管的前冲作用。当彈丸开始在膛內运动时，枪管向前运动的速度叫做前冲速度。

在枪管自由水平运动的情况下，若有前冲作用，则在火药气体压力作用結束时枪管的速度 $\bar{V}_m$ 可由动量等式求出

$$M\bar{V}_m = MV_m - MV_B,$$

式中 M——枪管的质量；

V_m——无前冲作用时，火药气体压力作用結束瞬間枪管的速度；

V_B——前冲速度。

从后一方程式的两边消去M得：

$$\bar{V}_m = V_m - V_B。\tag{25}$$

由此可見，有前冲作用时枪管的速度，永远小于无前冲作用时枪管的速度。因而，前冲作用可以用来减小后座作用。

下面将説明一下前冲作用对减小后座的最大可能性。在自动机工作时，枪管首先后座，压缩复进簧，然后在复进簧作用下复进，在复进时可能发生枪管的前冲作用，而复进簧工作时，必有某些机械能量损失，所以前冲速度 V_B 的絕对值常小于后座速度 $\bar{V}_m$ 的絕对值，即 $|V_B| < |\bar{V}_m|$。

为了查明前冲的极限效果，我們假設：$|V_B| = |\bar{V}_m|$。

在此条件下，方程式（25）可以写为：

$$\bar{V}_m = \frac{1}{2} V_m。\tag{26}$$

由此可見，应用前冲的作用，在极限情况下，枪管在火药气体压力作用結束瞬間的后座速度可以减小二分之一。

在火药气体压力作用結束瞬間，枪管在无前冲和有前冲作用时的动能将分别为：

$$E_m = \frac{MV_m^2}{2},$$

$$\bar{E}_m = \frac{M\bar{V}_m^2}{2}。$$

考慮到

$$\bar{V}_m = \frac{1}{2} V_m,$$

可得：

$$\bar{E}_m = \frac{1}{4} E_m。$$

此結果表明：枪管有前冲作用时，其最大自由后座的动能最多可减到四分之一。因此可以利用枪管的前冲作用作为减少枪管后座作用的极有效的手段。

在前冲条件下，枪管在前方位置受到火药气体压力的制动，因此不再发生枪管与机匣在前方位置的撞击，这对于保証整个武器在射击时的稳定性是有利的。

因此，枪管的前冲作用，可以用来提高枪管后座式自动武器的射击精度。

枪管的前冲作用尽管有这些优点，但由于它本身具有一系列的缺点，故在现代自动武器中很少应用。枪管前冲的主要缺点是自动机的工作不稳定。其所以不稳定，是由于摩阻力的变化和射角的改变等因素使前冲速度 V_B 发生变化。

从表达式 $\bar{V}_m = V_m - V_B$ 可知：前冲速度 V_B 的减少将使后座速度 $\bar{V}_m$ 增大，而后座速度 $\bar{V}_m$ 的增大必然在次一发射击时增大前冲速度 V_B，减少发射后的后座速度，如此等等。为了使具有枪管前冲作用的自动机工作稳定，就不得不使武器的結构复杂化。

应用前冲作用的第二个主要缺点是迟发的危险性，迟发时枪管来得及回到最前方位置而沒有前冲作用。此时枪管后座能量将大大增加。因而，对于这样的武器就必須按照无前冲作用的条件来計算主要零件的强度。这样就大大降低了应用前冲作用的优越性。

还須指出，在具有枪管前冲作用的自动机中，可能由于不发火而引起若干不便，因为这时要用手使枪管复进簧待发，而对于大口徑武器来讲就需要特殊装置才行。

計算具有枪管前冲作用的自动机时，通常要确定解脫击針或击錘时枪管应在的位置。

如果在表示枪管自由后座速度与时間的关系 $V = f(t)$ 的图解上（图 19），截取綫段 OO_1 表示前冲速度，則对于新座标原点 O_1 来說，曲綫 $V = f(t)$ 将代表在前冲条件下枪管的后座速度。曲綫 $V = f(t)$ 上的 C 点表示枪管停止的瞬間。画有剖綫的面积，按适当的比例尺給出枪管从弹丸开始运动至枪管到达前方位置时所走过的路程。綫段 O_1C 則表示从弹丸开始运动至枪管到达前

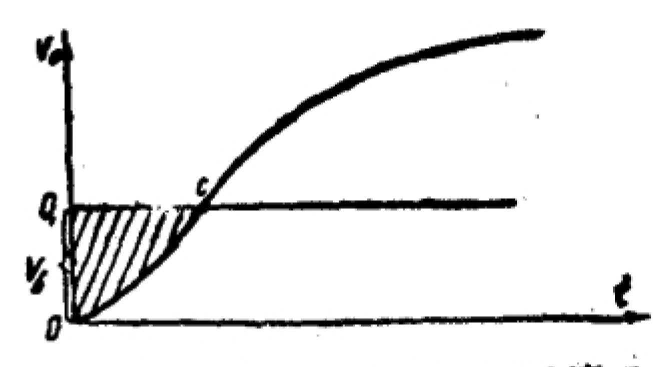


图19　有前冲作用时枪管位移計算图。

方位置所經历的时間。如果再加上由点燃底火瞬間至彈丸开始加速时的平均时間和击針或击錘运动时間，并計算在所有这些时間內枪管向前的位移，則可求出解脫击針或击錘时枪管的位置，并可預知在前冲时期內枪管向前运动的位移。

对于枪管后座式自动机的工作，曾假設在火药气体压力作用的整个时期內枪机与枪管牢固地扣合。

上述方法可用以計算枪管长后座式和短后座式自动机中枪管及与其相联接的各零件的运动諸元。

§4 枪机在膛內火药气体压力作用下的运动(枪机后座)

現在来研究一下在枪机后座式自动机（自由枪机式和半自动枪机式）中如何利用膛內火药气体压力的問題，在这种自动机中，枪管在发射时是固定不动的，枪机則可以相对于枪管运动。

首先要指出，在这种情况下，还在彈丸加速运动之前，装药一开始燃燒，膛內火药气体压力就作用在枪机上，并且大概从这时候起，枪机因受火药气体压力冲量的作用，其动量就开始增长●。

这个特点要求我們考虑：第一、枪机位移对装药燃燒条件变化的影响；第二、彈丸开始加速之前，膛內压力和枪机动量的增量。

为了計算枪机位移对装药燃燒条件的影响，可以少許增大彈丸质量虛拟系数，这个系数的数值可以根据彈道計算所得的彈丸初速和实驗对比的結果来确定。

为了計算在彈丸完全嵌入膛綫之前的膛压，我們把彈丸和枪机的不大的位移忽略不計，而把此时期看做是火药靜力燃燒时期。因此我們把彈丸完全嵌入膛綫的瞬間，取做彈丸开始运动的瞬

● 更确切地說，当作用于彈壳底上的火药气体压力大于拔彈力时，枪机方可获得动量增益。

間。

根据內彈道学的資料，由装药开始燃燒至彈丸起动时，膛內火药气体压力冲量可表示为

$$I_0 = \xi \sqrt{B\varphi m\omega f},$$

式中　ξ——火药燃燒层的相对厚度；

B——特洛兹多夫教授的內彈道參量；

φ——彈丸质量虚拟系数；

m——彈丸质量；

ω——装药重量；

f——火药力。

将下列各量

$$m = \frac{q}{9.81}$$

和

$$f = 95000 \frac{\text{公斤·米}}{\text{公斤}}$$

代入上式可得:

$$I_0 = 0.0984 \xi \sqrt{B\varphi q\omega},$$

式中 ω 及 q 以克計，而 I_0 則以公斤·秒計。

为了求得膛內压力的作用时間，必須知道火药气体压力随时間函数的变化規律

$$p = f(t)。$$

假設此关系可表示为

$$p = p_a e^{at},$$

式中　p——彈丸起动前的膛压；

$p_a = 1$公斤/厘米^2——大气压力●；

e——自然对数的底；

a——系数；

t——从装药开始燃燒瞬間算起的时間。

● 这个压力也可以取为底火剂燃燒后，在药室中所产生的压力。

上式中的系数 a 可利用在該时期內已知的火药气体压力冲量 I_0 求出

$$I_0=\int_0^{T_1} ps\,dt,$$

式中　T_1——由装药开始燃燒瞬間至彈丸起动时的时間；

s——枪膛横斷面面积。

把 $p=p_a e^{at}$ 值代入上式，并进行积分，可得

$$I_0=\frac{s}{a}(p_a e^{aT_1}-p_a),$$

但是

$$p_a e^{aT_1}=p_0;$$

所以

$$I_0=\frac{s}{a}(p_0-p_a)\approx\frac{p_0 s}{a},$$

式中　p_0——彈丸起动时的膛压。

由后一表达式可得:

$$a=\frac{p_0 s}{I_0},$$

由表达式 $p_0=p_a e^{aT_1}$ 可得

$$T_1=\frac{1}{a}\ln\left(\frac{p_0}{p_a}\right)。$$

茲以1914年式7.62毫米冲鋒枪（具有自由枪机）为例，已知数据如下表所列，求算此时間 T_1。

口　徑 d (毫米)	装药重量 ω (克)	彈丸重量 q (克)	枪膛断面面积 s (厘米^2)	最大膛压 p_m (公斤/厘米^2)	装填密度 Δ (克/厘米^3)	枪机重量 Q (公斤)	起动压力 p_0 (公斤/厘米^2)	虚拟系数 φ
7.62	0.53	5.52	0.475	1970	0.61	0.600	300	1.3

1. 根据这些数据，查內彈道表得

$$B=2.4,\qquad \xi_0=0.03。$$

2. 根据公式求 I_0

$$I_0=0.0984\xi_0\sqrt{B\varphi q\omega}=0.0088\text{公斤-秒}。$$

3. 根据公式求 a

$$a=\frac{p_0 s}{l_0}=16200\frac{1}{秒}。$$

4. 决定由装药开始燃烧瞬間到彈丸嵌入膛綫时的时間T_1，

$$T_1=\frac{1}{a}\ln\left(\frac{p_0}{p_a}\right)=0.00035秒。$$

求自由枪机在膛內压力作用下的运动特征量。

为了研究此时期內的枪机运动，需考虑到下列特点：

1）彈壳与彈膛之間产生的摩擦力；

2）火药气体压力对彈壳肩部的作用；

3）枪机前冲作用的可能性。

彈壳与彈膛壁間所产生的摩擦力对枪机的运动有很大的影响。但計算这些力有很大困难，因为它与彈壳的变形、彈壳的錐度和摩擦系数有关。从理論上去計算这些因素一般需要进行繁重的运算，并且需要引用許多实驗系数。因此，进行这些計算的合理性就值得怀疑了。

計算彈壳与彈膛壁間摩擦力的影响的最簡单的方法，是将某一虚拟系数引入自由枪机的质量中，犹如在內彈道学中給彈丸质量以虚拟系数一样。这个方法也能够用以計算使枪机动能增量減少的其他許多損耗（例如：火药气体由彈壳和彈膛壁間泄漏），并容易使計算結果与实驗相符。

計算火药气体压力对彈壳肩部作用（对瓶形彈壳）也有很大的困难，因为它决定于彈壳口的閉塞程度。但是，若假設火药气体压力是作用在枪膛横断面面积上，适当的改变枪机质量虚拟系数，就可以考虑到火药气体压力对彈壳肩部作用的影响。

考虑枪机前冲作用的可能性，在某些情况下是很必要的，因为枪机的前冲作用对枪机运动的影响可能很大。枪机前冲作用对枪机运动主要特征量的影响的近似計算将在后面闡述。

必須指出，自由枪机或半自由枪机在火药气体压力作用下运动时，导軌上的摩擦力和复进簧阻力的影响不大，因此可以不予考虑。必要时可和計算枪管后座諸元一样，随后引入修正量来加

以考虑。

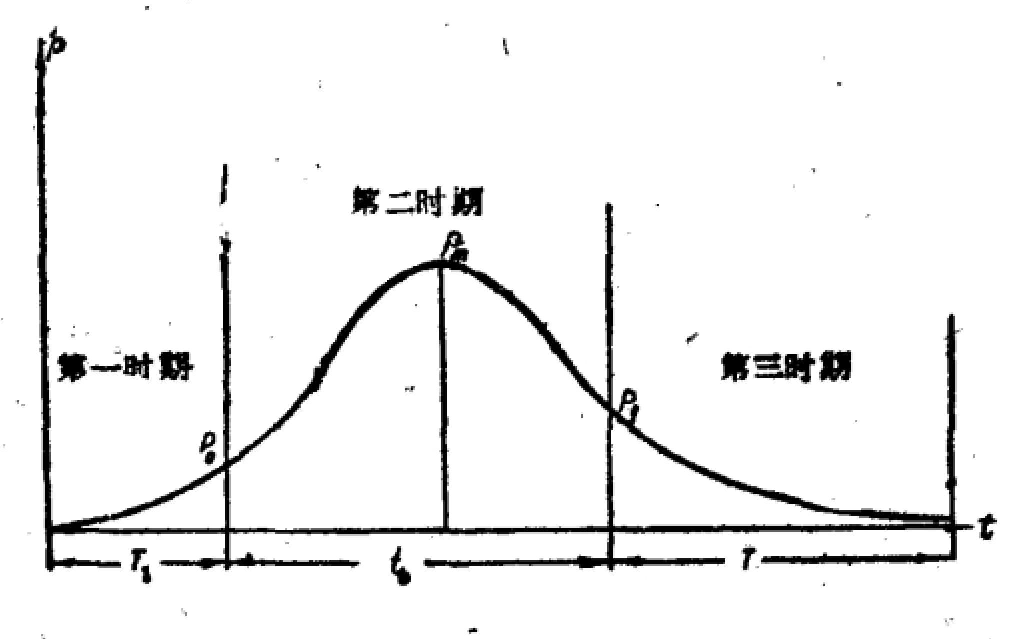


图20 膛內压力的变化。

考虑到上述的注意事項以后，枪机在火药气体压力作用下的运动方程式可以写成如下的形式：

$$M_3\frac{dV}{dt}=p_3s,$$

式中 p_3——使枪机获得直綫平移运动的压力；

M_3——自由枪机的质量（如第二章中将指出的，为了計算更精确起見，应把复进簧的换算质量加到枪机质量上）；

V——枪机的速度；

s——枪膛横断面面积。

利用此公式时，应把膛內火药气体压力作用时期分为三个时期（图20）：

第一时期——从装药开始燃燒瞬間到彈丸嵌入膛綫时止。

第二时期——从彈丸嵌入膛綫瞬間到彈丸飞出枪膛时止。

第三时期——火药气体后效时期。

在膛內火药气体压力的全部作用时間內，枪机质量虛拟系数是随枪机运动阻力的变化而变化的。例如，在彈丸脫离彈壳口以前，彈壳与枪机的共同运动将受拔彈力的阻碍，而拔彈力是一变数，随彈丸抽出的程度而减少。

但是，由于很难計算枪机质量虛拟系数的变化情形，而此变化对枪机运动的影响又不大，故可以假設在膛内火药气体压力作用时期内枪机质量虛假系数为一常数。

我們研究一下如何确定在各个火药气体压力作用时期内枪机的运动特征量。

为了确定第一时期末枪机的速度，可将运动方程式写为：

$$dV=\frac{p_3 s\,dt}{M_3}。\tag{27}$$

就第一时期来讲（弹丸嵌入膛綫前），压力 p_3 与药室内的弹道压力的关系可写为：

$$p_3=\frac{p}{\varphi_3}。$$

式中 φ_3——枪机质量虛拟系数，它已考虑到枪机运动时的次要功（主要是彈壳与彈膛壁間的摩擦功）；

p——膛内压力。

因而，对于枪机运动的第一时期来讲，公式（27）可以写为：

$$dV=\frac{p s\,dt}{\varphi_3 M_3},$$

由此得：

$$V_1=\frac{1}{\varphi_3 M_3}\int_0^{T_1} p s\,dt,$$

但

$$\int_0^{T_1} p s\,dt=I_0,$$

所以

$$V_1=\frac{I_0}{\varphi_3 M_3}。\tag{28}$$

必須指出，把枪机质量虛拟系数考虑进去以后，令枪机动量的增量 $\varphi_3 M_3 V_1$ 等于火药气体压力冲量 I_0，便可直接得出（28）式。

为了求得枪机在第一时期末的位移，可以利用下列表达式

$$dx=Vdt,\ 或 x_1=\int_0^{T_1}Vdt。$$

从公式（27）可得：在第一时期内，

$$V=\frac{1}{\varphi_3 M_3}\int_0^{T_1}psdt,$$

但

$$p=p_a e^{at};$$

所以

$$V=\frac{p_a s}{\varphi_3 M_3}\int_0^{T_1}e^{at}dt=\frac{p_a s}{a\varphi_3 M_3}(e^{at}-1),$$

因而

$$x_1=\frac{p_a s}{a\varphi_3 M_3}\int_0^{T_1}(e^{at}-1)dt=\frac{p_a s}{a^2\varphi_3 M_3}(e^{aT_1}-1-aT_1)。\qquad(29)$$

将下列各值

$$e^{aT_1}=\frac{p_0}{p_a} 和 aT_1=\ln\left(\frac{p_0}{p_a}\right),$$

代入（29）式中，可得：

$$x_1=\frac{p_a s}{a^2\varphi_3 M_3}\left[\frac{p_0}{p_a}-1-\ln\left(\frac{p_0}{p_a}\right)\right]。$$

研究一下括弧内的表达式，便不难看出：若取

$$\frac{p_0}{p_a}-1-\ln\left(\frac{p_0}{p_a}\right)\approx\frac{p_0}{p_a},$$

其誤差也不大于 3 %。

这时得

$$x_1=\frac{p_0 s}{\varphi_3 M_3 a^2}。$$

利用公式

$$V_1=\frac{p_0 s}{\varphi_3 M_3 a}$$

及

$$a=\frac{p_0 s}{I_0},$$

x_1 的表达式最后可化为：

$$x_1=\frac{V_1}{a}。\tag{30}$$

求第二时期末枪机的速度，可利用公式

$$V_2=V_1+\frac{1}{M_3}\int_0^t p_3 s dt,\tag{31}$$

当彈丸在膛内运动时还可写出关系式：

$$\frac{q}{g}\cdot\frac{dv}{dt}=p_{\text{п}}s,$$

式中　$p_{\text{п}}$——作用在彈底上使之获得平移直綫运动的压力；

p_3——使枪机获得平移直綫运动的压力；

q——彈丸重量；

v——彈丸在膛内的运动速度；

t——彈丸在膛内的运动时間。

p_3 和 $p_{\text{п}}$ 的关系式可写为：

$$p_3=\frac{\varphi_1}{\varphi_3}p_{\text{п}}\left(1+0.5\frac{\omega}{\varphi_1 q}\right),\tag{32}$$

式中　ω——装药重量；

φ_1——考虑到彈丸与枪管間的約束反作用的系数。

但

$$p_{\text{п}}s=\frac{q}{g}\cdot\frac{dv}{dt},$$

因而

$$p_3 s=\frac{\varphi_1 q dv}{\varphi_3 g dt}\left(1+0.5\frac{\omega}{\varphi_1 q}\right)。$$

把 $p_3 s$ 值代入（31）式中，并改变积分极限，可得

$$V_2=V_1+\frac{\varphi_1 q}{\varphi_3 M_3 g}\left(1+0.5\frac{\omega}{\varphi_1 q}\right)\int_0^{v_0}dv$$

或

$$V_2=V_1+\frac{\varphi_1 q+0.5\omega}{\varphi_3 Q_3}v_0,\tag{33}$$

式中　Q_3——包括彈壳重量在内的枪机重量；

v_0——彈丸初速。

研究一下（33）式，便可看到，在計算的公式中有与枪管后座的情况类似的地方。利用此类似的地方，不須推导就可以寫出下列表达式：

1）第二时期末枪机的位移

$$x_2 = x_1 + V_1 t_0 + \frac{\varphi_1 q + 0.5\omega}{\varphi_0 Q_3} L, \tag{34}$$

式中　t_0——彈丸在膛内的运动时間；

L——彈丸在膛內的行程长度；

2）第三时期末枪机的速度

$$V_3 = V_2 + \frac{\beta - 0.5}{\varphi_3 Q_3} \omega v_0; \tag{35}$$

3）当后效期压力按 $p = p_д e^{-At}$ 的規律变化时，第三时期末枪机的位移，

$$x_3 = x_2 + \left[V_2 + (V_3 - V_2)\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T, \tag{36}$$

式中　$T = \frac{1}{A}\ln\left(\frac{p_д}{p_a}\right)$——后效期的延續时間；

$p_д$——彈丸飞出枪膛瞬間的膛压；

A——系数（看48頁）；

β——系数（看48頁）。

所求得的公式能确定各时期末自由枪机的主要运动特征量和建立整个膛压作用时期内 $V = f(t)$ 和 $x = f(t)$ 的关系。

口　徑（毫米）	a（1/秒）	I_0 公斤·秒	Q_3 克	s 厘米²	p_0 公斤/厘米²	v_0 米/秒	L 厘米
7.62	16200	0.0088	600	0.457	300	500	25.3

β	q 克	ω 克	φ_1	$p_д$ 公斤/厘米²	T_1 秒	t_0 秒	T 秒
2.1	5.52	0.53	1.2	190	0.00035	0.00094	0.002

兹以1941年式7.62毫米冲鋒枪为例，已知数据列于下表内，求算其枪机的主要运动特征量。

为了解此問題，根据自由枪机式自动武器的实驗研究結果，給出枪机质量虛拟系数值

$$\varphi_3 = 1.25。$$

1. 求第一时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度：

$$V_1 = \frac{I_0 g}{\varphi_3 Q_3} = 0.11 \text{米/秒};$$

按下式求算位移：

$$x_1 = \frac{V_1}{a} = 0.007 \text{毫米}。$$

2. 求第二时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度：

$$V_2 = V_1 + \frac{\varphi_1 q + 0.5\omega}{\varphi_3 Q_3} v_0 = 4.7 \text{米/秒};$$

按下式求算位移：

$$x_2 = x_1 + V_1 t_0 + \frac{\varphi_1 q + 0.5\omega}{\varphi_3 Q_3} L = 2.4 \text{毫米}。$$

3. 求第三时期末枪机的速度和位移。

按下式求算速度：

$$V_3 = V_2 + \frac{\beta - 0.5}{\varphi_3 Q_3} \omega v_0 = 5.26 \text{米/秒}。$$

計算系数A：

$$A = \frac{1}{T} \ln\left(\frac{p_k}{p_a}\right) = 2690 \text{ 1/秒}。$$

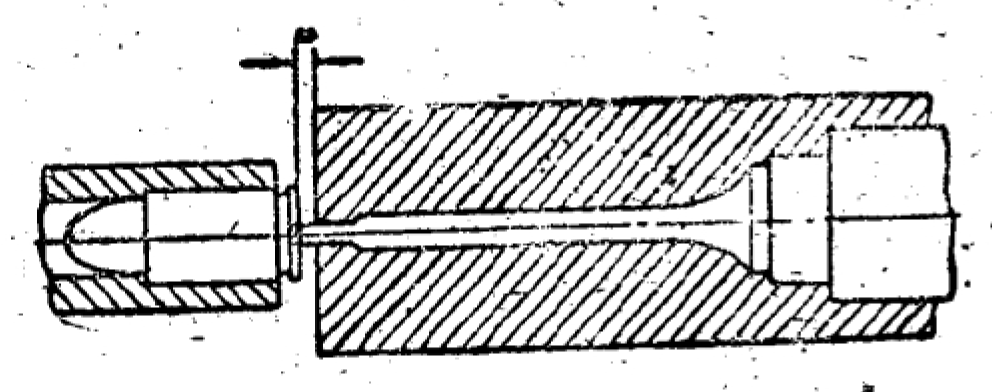


圖21 击針尖撞击底火图。

按下式求算第三时期末枪机的位移:

$$x_3 = x_2 + \left[V_2 + (V_3 - V_2)\left(1 - \frac{1}{AT}\right)\right]T = 12.8\text{毫米。}$$

以 MP-40 式冲鋒枪为例来研究如何計算有前冲作用的自由枪机的运动特征量。

在这种冲鋒枪中，击針尖撞击底火后，枪机在火药气体压力作用下还要向前运动1毫米(图21)。

MP-40式冲鋒枪有下列主要特征量:

枪机重量	$Q_3 = 0.420$公斤;
击針重量	$Q_y = 0.230$公斤;
枪机到达前方位置时的速度	$V_B = 2.6$米/秒。

在不考虑枪机前冲作用时，該枪机的运动諸元可按同様的方法求得，其数值为:

$x_1 = 0.0047$毫米; $V_1 = 0.102$米/秒; $T_1 = 0.00026$秒;

$x_2 = 4.12$ 毫米; $V_2 = 5.5$ 米/秒; $t_0 = 0.0009$ 秒;

$x_3 = 12.8$ 毫米; $V_3 = 5.9$ 米/秒; $T = 0.0025$ 秒。

假若在发射时枪机未到达最前方位置，那么为了求得枪机和击針的最大后座速度，就必須从上述公式求得的动量中，减去枪机到达最前方位置时所具有的动量:

$$\frac{Q_3 + Q_y}{g}\bar{V}_3 = \frac{Q_3 + Q_y}{g}V_3 - \frac{Q_3}{g}V_B\text{。}$$

由此公式可求出枪机在考虑到前冲作用时的最大实际速度 $\bar{V}_3$,

$$\bar{V}_3 = V_3 - V_B\frac{Q_3}{Q_3 + Q_y}\text{。}$$

把公式中所含各量的数值代入，可得:

$$\bar{V}_3 = 4.2\text{米/秒。}$$

多次实驗証明：当此武器中有枪机前冲作用时，卽使有不同的 $\bar{V}_3$ 和 V_B，但下式所表示的和不变:

$$\bar{V}_3 + V_B\frac{Q_3}{Q_3 + Q_y}\text{。}$$

为了决定有前冲作用的枪机的实际位移和速度，必須算出同一枪机的 V_1；V_2；V_3 根据这些速度作出图解 $V=f(t)$，并在图上标出 V_3；根据图上画剖綫的面积，确定在火药气体压力作用时，枪机向前运动至停止瞬間的位移(图22)。

其次，可以假設枪机和击針一起运动而不会有显著的誤差。为此必須把系数

$$\frac{Q_3}{Q_3+Q_y}$$

引入所求得的速度中，以考虑击針的质量。这时，枪机实际后座速度图的座标原点将为 O_1 点。

作 $V=f(t)$ 图时，要确定彈丸在膛內运动时期內枪机速度的若干中間值。

利用下述关系式便可求出这些速度：

$$V=V_1+\frac{q+0.5\omega}{Q_3}v,$$

式中 V——当彈丸沿枪膛运动的任意瞬間 t 时枪机的速度；

v——在任意瞬間 t 时彈丸的速度。

速度 v 可以根据內彈道算出。

在我們所研究的这种情况下，枪机的前冲作用因受到作用在彈壳底部的火药气体压力而停止，这样的前冲作用叫做完全前冲作用，它与不完全前冲的区别在于，不完全前冲的枪机在火药气体压力作用下只受到部分的制动，当它到达最前方位置时还要与

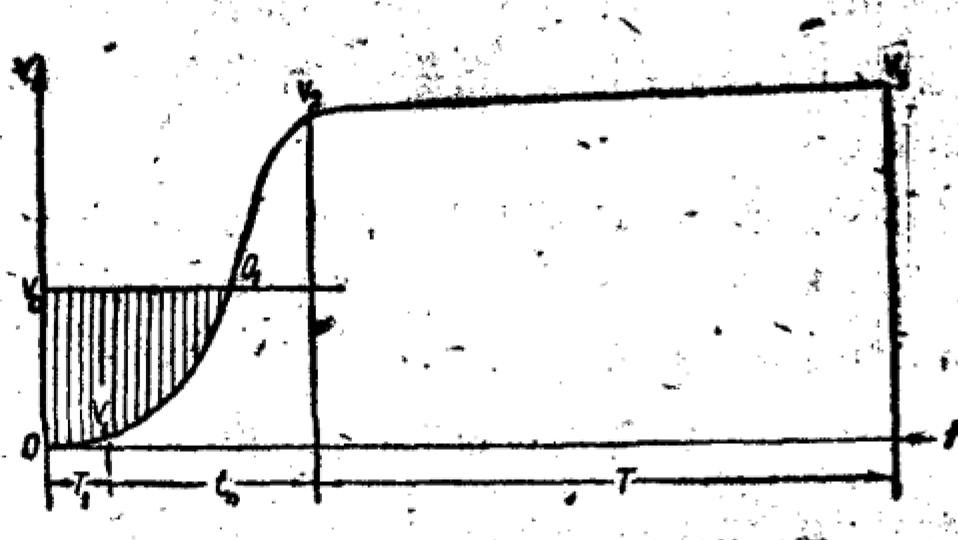


图22 有前冲作用时决定枪机位移的图解。

枪管、机匣或弹壳发生撞击。

如果枪机是由一整块材料做成的（例如 1943 年式 ППС 冲鋒枪），那么，在完全前冲条件下，枪机的最大自由后座速度可由下式求出●：

$$\bar{V}_3 = V_3 - V_в。$$

在不完全前冲的条件下，枪机的最大自由后座速度则为●

$$\bar{V}_3 = V_3 - (V_в - V_п) + V_п b$$

或

$$\bar{V}_3 = V_3 - V_в + V_п(1 + b),$$

式中 V_3——无前冲作用时枪机的最大自由后座速度；

$V_в$——前冲速度；

$V_п$——枪机到达最前方位置时的速度；

b——撞击的速度恢复系数。

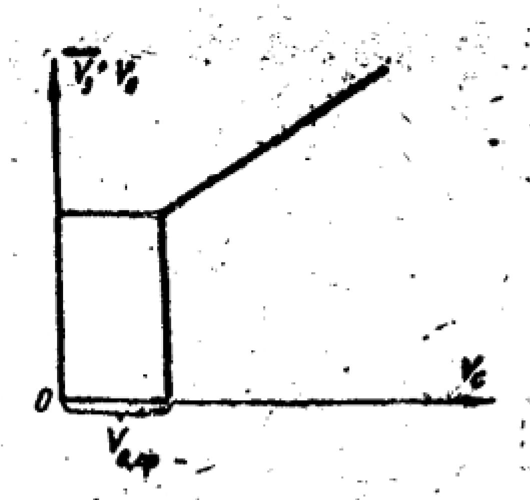


图23 决定枪机前冲速度界限值的图解。

求枪机完全前冲和不完全前冲时的公式，可写成如下的形式：

对于完全前冲

$$\bar{V}_3 + V_в = V_3;$$

对于不完全前冲，

$$\bar{V}_3 + V_в = V_3 + V_п(1 + b)。$$

由此看出：对于給定的枪弹而言，若枪机质量不变，在完全前冲时，速度 $\bar{V}_3 + V_в$ 之和为一常数，在不完全前冲时，此速度之和就会增大。

图 23 表示速度 $\bar{V}_3 + V_в$ 之和与前冲速度的关系图。在此图中算出了枪机的界限前冲速度 $V_{в.пр.}$。在此速度下，枪机虽受到火药气体压力的完全制动，但仍能到达最前方位置。

当前冲速度小于 $V_{в.пр}$ 时，枪机的前冲作用是完全前冲，当

● 此两公式由动量方程式求出。

前冲速度大于 $V_{в.пр}$ 时，枪机的前冲作用就是不完全的。

在自由枪机式武器中，前冲速度可在一定范围内变化。第一次发射时，$V_{в}$ 的值最小，因为发射前枪机从阻鉄上放开时，其位移较发射后枪机的后座行程为小。在下一次发射时，前冲速度就要增大。

知道了前冲速度的变化范围（$V_{в\,min}$和 $V_{в\,max}$），并确定了 $V_{в.пр}$ 的数值之后，便可判定在所研究的冲鋒枪中枪机前冲的性質。实际上，如果 $V_{в.min} \geqslant V_{в.пр}$，则在自动机工作时将发生不完全前冲；如果$V_{в\,max} \leqslant V_{в.пр}$，就将发生完全前冲；如果 $V_{в.max} \geqslant V_{в.пр} \geqslant V_{в.min}$，就可能发生完全前冲和不完全前冲。

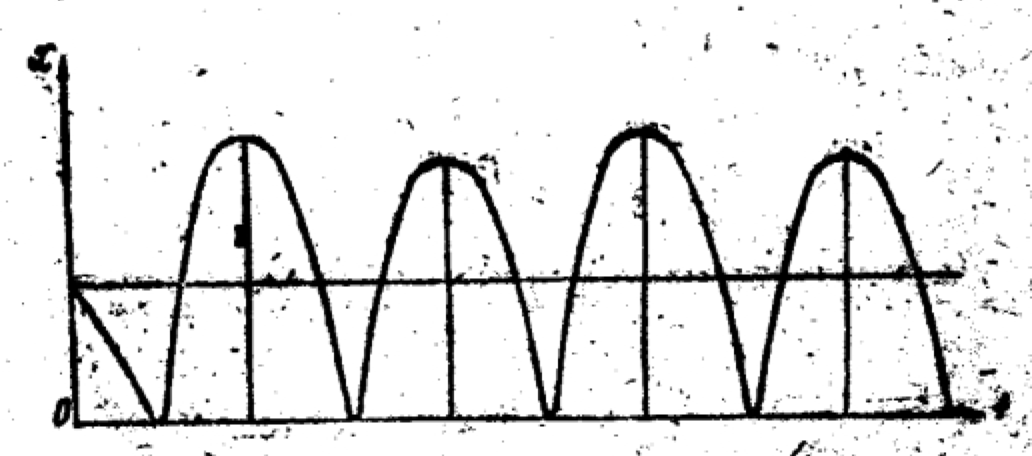


图24　M-3式冲鋒枪在击針尖突出量正常时的测速曲綫图。

图23中的曲綫可以用武器作射击实驗来测出，或用专門仪器作出。

在自由枪机式自动机工作时，前冲作用通常会使自动机的工作有些不稳定，如图 24 所示。此图是M-3 式冲鋒枪的测速曲綫图，是連发时枪机位移和时間的函数关系。此图表明了在各次射击之后枪机行程的显著差异。从图上可以看到，枪机复进運动的行程大时，就会有大的前冲速度，击发之后，其行程就又縮短。

击針尖突出量对自由枪机的前冲作用有很大的影响。当击針尖突出量大时，前冲强度通常会增大。

图 25 是M-3 式冲鋒枪在击針尖突出量减小时的测速曲綫图。在这种情况下几乎不发生枪机前冲作用。因此会使枪机后座

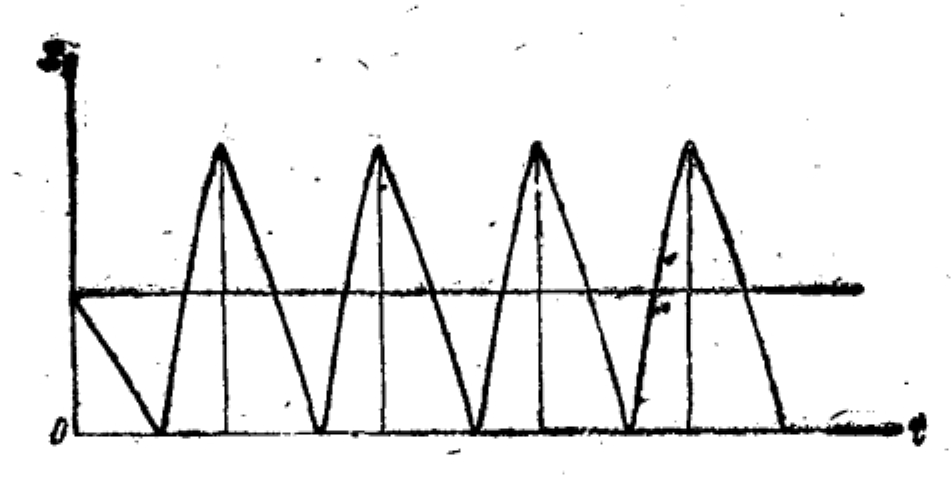


图25 M-3式冲鋒枪在击針尖突出量减少时的测速曲綫图。

速度显著增大，而使枪机在后方位置发生撞击并提高其射击频率。

由此可知，依靠增大击針尖突出量来提高自由枪机的前冲强度，可用来降低射击频率和减少自动机工作时的撞击。这对于提高武器的射击精度有很大意义。

§5 半自由枪机式自动机的計算特点

自由枪机式自动机只有在枪弹的威力較小时才能采用，因为当枪机质量不大时，随着枪弹威力的增大，在火药气体压力作用时期内，枪机的位移也将增大，而这就会引起彈壳的断裂。此外，随着枪弹威力的增大将会过分地增大枪机的速度。

增大枪机的质量，可以消除自由枪机式自动机工作中的这些缺点。但这是不利的，因为这会增大武器的重量，同时，在射击时，由于沉重的枪机在后方位置和前方位置产生强烈的撞击，会使武器的射击稳定性恶化。

采用半自由枪机时，便可保証在使用大威力枪弹时也能利用枪机后座原理来使自动机工作。在半自由枪机式武器中要閉鎖枪膛，并保証能在作用于彈壳底部的火药气体压力的作用下开鎖。

在半自由枪机式武器中，枪机通常由两个基本部分組成，它們彼此間有运动上的联系。在枪机中，当直接承受彈壳底部傳来的火药气体压力的一部分作不大的位移时，枪机的另一部分就会发生比較大的移动。

图 26 是湯姆遜冲鋒枪的半自由枪机原理图。在这种冲鋒枪中，枪机由枪机体和机閂两部分組成。枪机体直接承受彈壳底部傳来的火药气体压力，机閂則安装在枪机体上。当枪机向后运动时，机閂受机匣上斜面的作用，在枪机体上的斜槽內移动。

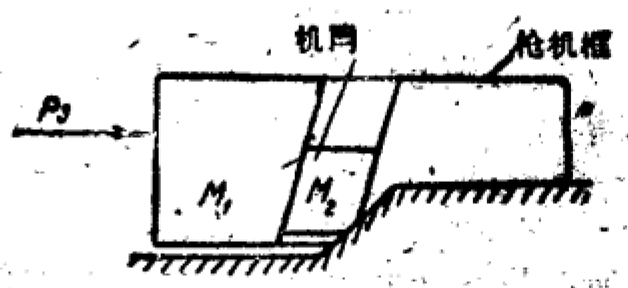


图26 半自由枪机式自动机略图。

如果半自由枪机是由两部分組成，它的动能就可以写成如下的形式●：

$$\frac{M_1V_1^2}{2}+\frac{M_2V_2^2}{2},$$

式中 M_1 和 M_2——枪机中第一部分和第二部分的质量；

V_1 和 V_2——枪机中第一部分和第二部分的速度。

使枪机获得此动能的給定力所作的功为：

$$A=\frac{M_1V_1^2}{2}+\frac{M_2V_2^2}{2\eta},$$

式中 η——枪机第一部分带动枪机第二部分的傳动效率（取作常数）。

上式可以写成：

$$A=\frac{V_1^2}{2}\left(M_1+M_2\frac{V_2^2}{V_1^2\eta}\right)$$

或

$$A=\frac{V_1^2}{2}\left(M_1+M_2\frac{k^2}{\eta}\right),$$

式中 k——枪机上第一部分与第二部分之間的傳速比 $\left(k=\frac{V_2}{V_1}\right)$。

在这种情况下研究自由枪机的运动时，必須把枪机的換算质量引入計算公式中，来代替枪机的质量，此換算质量为：

$$M_{\text{пр}}=M_1+M_2\frac{k^2}{\eta}。$$

● 設枪机的两部分都作直綫平移运动。

分析一下枪机换算质量的表达式，便可断定：甚至在 M_1 和 M_2 比较小的情况下，增大 k 和减小 η，便可获得相当大的枪机换算质量 M_{np}，在火药气体压力作用时期内給枪机以必要的制动。

靠增大 k 来增大 M_{np} 是有限度的，并受着枪机零件尺寸的限制，同时 k 的增大通常与 η 的降低有联带关系，而减小 η 是不利的。

减小 η 势必增加摩擦力对自动机工作的影响，摩擦力因零件工作表面的状况不同（塗油、蒙尘）而有显著变化；同时也会使自动机的工作不均匀。

半自由枪机在火药气体压力作用时期的运动特征量的确定方法，主要是决定于傳速比 k 是常数还是变数。

当 k = 常数时，可以利用定质量的质点动量方程式

$$M_{np}dV_1=\frac{1}{\varphi_3}psdt,$$

由此得：

$$M_{np}\frac{dV_1}{dt}=\frac{1}{\varphi_3}ps,$$

式中　p——膛内火药气体压力；

s——枪膛横断面面积；

φ_3——枪机质量虚拟系数；

t——时間。

此方程式与以前所研究的自由枪机运动方程式的区别，只是用枪机的换算质量代替了枪机的质量。因此，以前的計算方法完全可以利用。

当 $k\neq0$ 时，枪机换算质量将为一变数。在这种情况下，在 dt 时間内它将获得一个增量 dM_{np}。在此 dt 时間内换算质量的增量由 0 变到 dM_{np}。

因而，在 dt 时間内枪机动量的增量将等于 $\frac{1}{2}V_1dM_{np}$。

将 dt 时間内所产生的这个动量增量加到方程式的左边，可

得：

$$M_{\text{пр}}dV_1+\frac{1}{2}V_1dM_{\text{пр}}=\frac{ps}{\varphi_э}dt$$

或

$$M_{\text{пр}}\frac{dV_1}{dt}+\frac{1}{2}\frac{dM_{\text{пр}}}{dx}V_1^2=\frac{ps}{\varphi_э},$$

式中 x——枪机第一部分的位移；

p——膛内火药气体压力；

s——枪膛横断面面积；

$\varphi_э$——枪机质量虚拟系数。

当火药气体压力 p 与时間 t 的关系式为已知时，此方程式即可用数值法或图解法解出。

綜合枪机后座式自动机（自由枪机和半自由枪机）工作的主要特点，可指出以下几点：

这种自动机最大的优点是能获得結构較簡单的武器，其缺点则是自由枪机和半自由枪机式自动机中彈壳与彈膛壁之間的摩擦力，以及半自由枪机中各零件工作表面之間的摩擦力影响自动机的工作。

自动机的工作情况决定于摩擦力的大小，而摩擦力又决定于各零件工作表面的状况和彈壳与彈膛表面的状况，这就使得自动机的工作不均匀。这种影响随着枪彈威力的增大而增大。

这就使得自由枪机式和半自由枪机式自动机仅可以應用在采用小威力枪彈的武器上。

曾有人多次試图应用特殊滑油来潤滑枪彈和枪机各零件的工作表面，以便減少摩擦力对自动机工作的影响，但未能实现。

§6 自动机各部分在气室内的火药气体压力作用下的运动

本节所研究的自动机在目前是应用最广泛的，这类自动机工作时，火药气体通过枪管上的导气孔进入气室，作用在与自动机

活动部分相联接的活塞上。

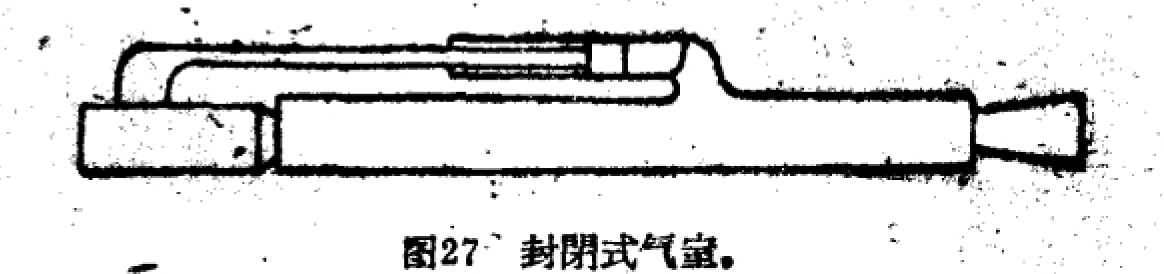


图27 封閉式气室。

就結构而言，气室可分为封閉式和开启式。

在第一种情况下（图 27），活塞始終在气室內运动。在第二种情况下（图 28），只有在气室內有足够大的火药气体压力作用时，活塞才处在气室內（或如图 28 所示，連接管处在活塞膛內）。

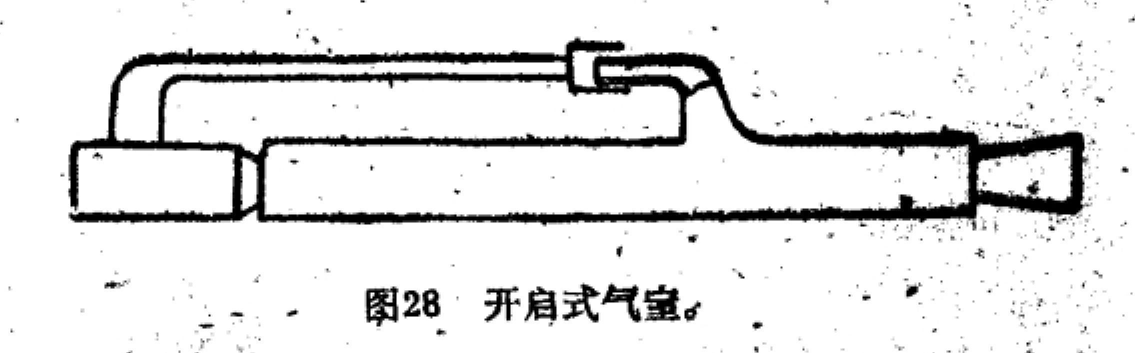


图28 开启式气室。

在封閉式气室中，活塞和气室壁之間的間隙不大。这一点能保証較好地利用导入气室內的火药气体。在开启式气室中，活塞与气室壁之間的間隙較大，为了保証活塞在自动机活动部分到达最前方位置时能自由进入气室，这样大的間隙是必不可少的。

在計算自动机时，关于气室类型，可以根据上述間隙的影响来予以考虑。

导气式自动机工作时，活塞可以始終与活动部分相联接（德普式枪机），或者仅在气室內火药气体压力作用期間与活动部分相联接（CBT-40 式自动步枪）。計算自动机时，需要相应地改变活动部分的质量来考虑这一点。

导气式自动机最主要的特点是，作用于自动机活动部分上的火药气体压力的作用强度可以調整。

进行此調整的目的，是为了使自动机在各种不同溫度下（冬季和夏季），以及自动机各部分有不同程度的磨損时，能够正常地

工作。通常經过一定数量的发射之后，气室內火药气体压力的作用强度可能降低。

調整气室內火药气体压力的作用强度，可以采用下述几种方法:

1）改变导气孔的横断面面积;

2）改变气室的初始容积;

3）由气室內排出一部分火药气体到大气中去。

所有这些因素都显著地影响气室內火药气体压力的作用强度。但下述几点也都有影响:

1）活塞与气室壁之間(或活塞与連接管之間)間隙的大小;

2）导气孔在枪管上的位置;

3）活动部分的质量;

4）活塞的直徑;

5）散热条件;

6）气室內火药气体压力变化的大小和性质，以及其他。

A. A. 勃拉貢拉沃夫院士首先研究了气室內火药气体压力对自动机活动部分的作用。他应用气体流动理論确定：对于开启式气室來說，在彈丸越过导气孔瞬間到火药气体后效期末的时期內，自动机活动部分所获得的动量，与在此时期內作用于膛底的火药气体压力冲量成比例。

这个关系式可写为:

$$MV_{\pi}=2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}C\Phi\int_{0}^{t_{\pi}+T}psdt \tag{37}$$

或

$$MV_{\pi}=2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}C\Phi\left[\frac{\varphi q}{g}(v_0-v_{\varphi})+0.8\frac{\beta\omega}{g}v_{\delta}\right],$$

式中 M——自动机活动部分的质量;

V_{π}——自动机活动部分的最大速度;

k——絕热膨脹指数;

φ——彈丸質量虛拟系数;

q——彈丸重量;

g——自由落体加速度;

v_0——弹丸初速;

v_ϕ——彈丸在导气孔处的速度;

β——表示火药气体作用的系数(火药气体后效系数);

ω——装药重量;

$C=\frac{s_\phi}{s}$——导气孔横断面面积与枪膛横断面面积之比;

Φ——經驗系数，它决定于C（图29）和气体在气室内的膨脹条件;

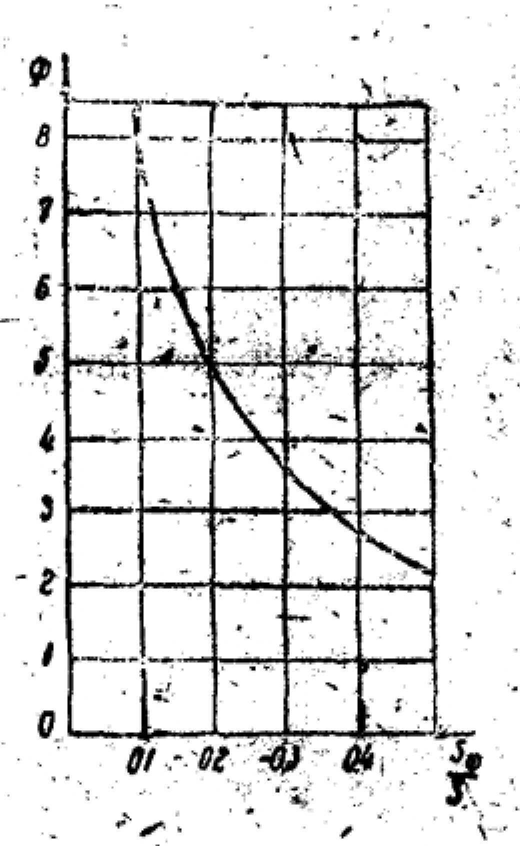


图29 Φ的算图。

t_n——弹丸从导气孔运动至枪口切面所經过的时間;

T——火药气体后效期的延續时間;

p——膛压。

公式（37）是根据下列基本假設导出的:

1. 把气流对活塞的作用看做是絕对彈性撞击。

2. 取气体由气室流出的速度等于临界速度（根据膛内气体状态决定的）乘以Φ，此Φ是考虑到气室构造特点、流动过程的不穩定性和气室內的損失等因素的乘数。

3. Φ值决定于导气孔尺寸和气道形状，并随时間而变化；对形式和尺寸一定的气室而言，取其平均値。

A. A. 勃拉貢拉沃夫院士指出：Φ量与影响气流性质的各因素的关系的研究，应該是一項巨大的实驗工作。

研究一下公式（37），便可看出，乘数

$$2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{38}$$

仅决定于絕热膨脹指数k，它不可能在很大的范圍內变化。因为对于目前使用的火药而言，膛內火药气体在彈丸飞出枪口瞬間的温度的变化范圍不大，并且只能极其近似地加以决定，而k則决定于此温度。

这説明，由于絕热膨脹指数值的偏差不大，表达式（38）的量也不可能变化很大。

实际上，若絕热膨脹指数在1.2～1.3的范圍內变化时，表达式（38）的值对其平均值的偏差約为5%。

当$k=1.25$时，

$$2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\approx 1.4。$$

这样一来，就有根据在計算中取用表达式（38）的平均值，把它代入系数Φ中，取：

$$\Phi'=2k\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}\Phi=1.4\Phi。\qquad(39)$$

这时，公式（37）的形式变为：

$$MV_{\text{п}}=C\Phi'\int_{0}^{t_{\text{п}}+T}psdt。\qquad(40)$$

这种形式的公式清楚地指出：推导公式时所取的假設（假設自动机活动部分所获得的动量，与膛內火药气体压力从彈丸通过导气孔瞬間到火药气体后效期末的时期內的冲量成比例）的意义。

公式（40）的应用范圍是有限的。因为，第一、它只能用以計算气室的形式及其系数Φ′为已知的武器之活动部分的运动；第二，在这里沒有考虑系数Φ′随时間的变化，公式（40）所給出的只是自动机活动部分的动量总增量，而不能說明动量随时間变化的規律，因而，也不能确定作用在活塞上的火药气体压力的变化規律。

公式（40）的这些缺点、(不能說明作用在活塞上的火药气体压力的变化規律)，在研究自动武器各机构的工作时造成很大的困

难，使得許多决定各机构工作的重要問題不能确定。

曾試图解决此問題的有E.Л.勃拉文教授。

勃拉文教授不主張从热力学的观点来研究火药气体作用在活塞上的現象，而力图簡便地选擇一些公式来表明这种現象。这些公式能够近似正确地反映出現象的性质，并且引入某些实驗系数，就能計算其数量。

勃拉文教授认为：影响作用在活塞上的火药气体压力变化規律的最主要的因素是：

1）导气孔和活塞横断面面积之比

$$\sigma_0 = \frac{s_\phi}{s_п};$$

2）活塞的断面負荷

$$k_0 = \frac{M}{s_п}。$$

勃拉文教授建議用下式表示作用在活塞上的火药气体压力与时間 t 的关系：

$$p = p_\phi e^{-\frac{t}{b}}\left(1 - e^{-\alpha\frac{t}{b}}\right); \qquad (41)$$

此时，

$$\alpha = n\frac{s_\phi M}{s_п^2}; \quad b = \frac{i_0}{p_\phi}; \quad i_0 = \frac{p_д + p_\phi}{2} t_п + \frac{p_д}{A};$$

式中 p_ϕ——彈丸通过导气孔时的膛内火药气体压力；

$p_д$——彈丸飞出枪口瞬間的膛内火药气体压力；

e——自然对数的底；

A——关系式 $p = p_д e^{-At}$ 中指数的系数（参看48頁）；

$t_п$——从彈丸通过导气孔瞬間至彈丸飞出枪口瞬間所經过的时間；

n——实驗系数；

M——活塞及与其相联接的零件的质量和；

i_0——从彈丸通过导气孔到彈丸飞出枪口瞬間为止的时期内，膛内火药气体压力的单位冲量。

所以取公式(41)，是因为当 α 为各种数值时（由 0 到∞），它表示处在座标轴和曲线

$$p=p_{\phi}e^{-\frac{t}{b}} \quad (42)$$

所包括的整个面积内的綫族。

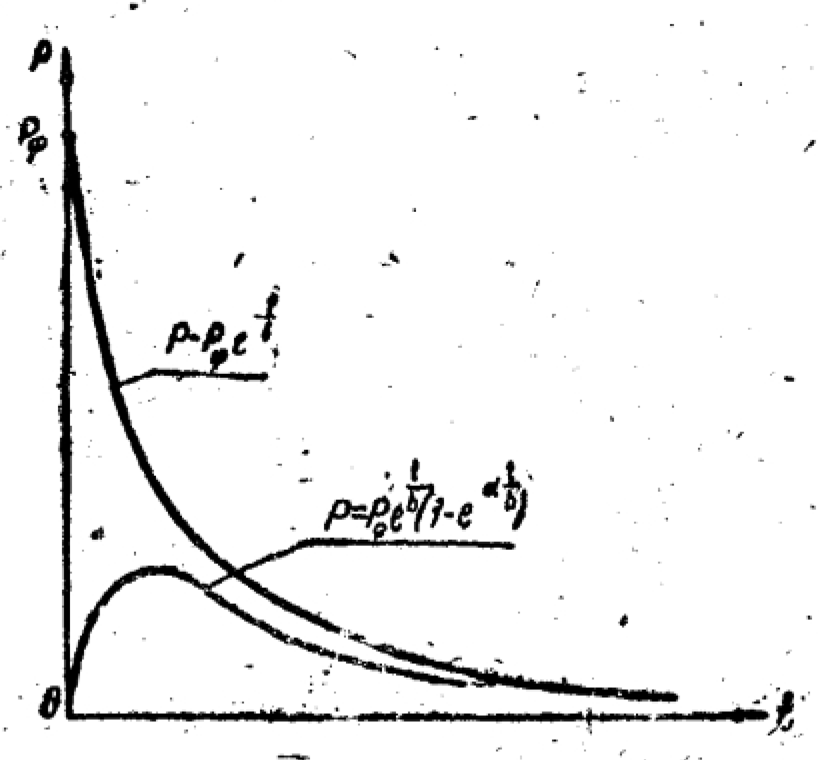


图30 膛内火药气体压力和气室内火药气体压力的变化图。

勃拉文教授用公式(42)来表示由弹丸通过导气孔瞬間到火药气体后效期末的时期內，膛内火药气体压力的变化规律（图30）。

必须指出，不應利用公式（42）来求膛压，因为它有时会产生很大的誤差（特別当导气孔距枪口切面的距离太远时）。

取曲綫 $p=p_{\phi}e^{-\frac{t}{b}}$ 和座标轴 p——t 所包括的面积等于火药气体压力的单位冲量 i_0，即可求出（41）式中的系数 b。

根据勃拉文教授所得出的公式，可利用运动微分方程的数值积分法計算自动机各部分的运动特征量。但实际上在第一次近似中只要考虑火药气体压力的作用，并决定該压力的冲量对活塞的作用，就可以求出全部运动特征量，而不須进行数值积分。

积分以后，由（41）式可給出气室内单位压力冲量隨时間变化的表达式：

$$i_{\kappa}=\int_0^t p\,dt=p_{\phi}\int_0^t e^{-\frac{t}{b}}\left(1-e^{-\alpha\frac{t}{b}}\right)dt$$

$$=p_{\phi}b\left|e^{-\frac{t}{b}}-\frac{1}{1+\alpha}e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}\right|_t^0;$$

$$i_{\text{к}}=p_{\phi}b\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}+\frac{1}{1+\alpha}e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}-e^{-\frac{t}{b}}\right)。\quad(43)$$

因而，气室内的单位压力总冲量（当 $t=\infty$时）为，

$$i_{\text{к}}=p_{\phi}b\frac{\alpha}{1+\alpha}。\quad(44)$$

作用在活塞上的火药气体压力冲量的表达式可写为：

$$s_{\text{п}}i_{\text{к}}=s_{\text{п}}\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}+\frac{1}{1+\alpha}e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}-e^{-\frac{t}{b}}\right)p_{\phi}b。\quad(45)$$

自动机活动部分动量的增量可写为：

$$MV=s_{\text{п}}i_{\text{к}}=s_{\text{п}}\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}+\frac{1}{1+\alpha}e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}-e^{-\frac{t}{b}}\right)i_{0},\quad(46)$$

式中

$$i_{0}=\frac{p_{\phi}+p_{\text{д}}}{2}t_{\text{п}}+\frac{p_{\text{д}}}{A},\quad(47)$$

$$b=\frac{i_{0}}{p_{\phi}}。\quad(48)$$

自动机活动部分动量的总增量（当 $t=\infty$）为

$$MV=s_{\text{п}}\frac{\alpha}{1+\alpha}i_{0}。\quad(49)$$

当自动机活动部分的换算质量为常量时，利用公式（46）可以求出活塞在任意瞬間的速度 $V=f(t)$，利用此公式也可以求出位移与时間的关系式。为此，要在由零到 x 的界限内积分公式的左边，而在由 0 到 t 的界限内积分公式的右边，积分后可得：

$$x=\int_{0}^{x}dx=\int_{0}^{t}Vdt$$

$$=\frac{s_{\text{п}}b}{M}\left(\frac{\alpha}{1+\alpha}\frac{t}{b}-\frac{\alpha(2+\alpha)}{(1+\alpha)^{2}}-\frac{1}{(1+\alpha)^{2}}e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}+e^{-\frac{t}{b}}\right)i_{0}。\quad(50)$$

由于运算繁复，故在研究自动武器各机构的工作时，利用公式（46）和（50）进行实际計算很不方便。如果把含有 $e^{-\frac{t}{b}}$

和 $e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}}$ 的各量用两个参数$\frac{t}{b}$和 α 作成表格或图解，则此公式可大为簡化。

图 31、32 和 33 就是以 α 和$\frac{t}{b}$为参数的有关系数的图解，这些图中的曲綫所表示的量，是当 α 为不同数值时，各系数随时間而变化的規律，这些系数是：

对于作用在活塞上的火药气体压力为

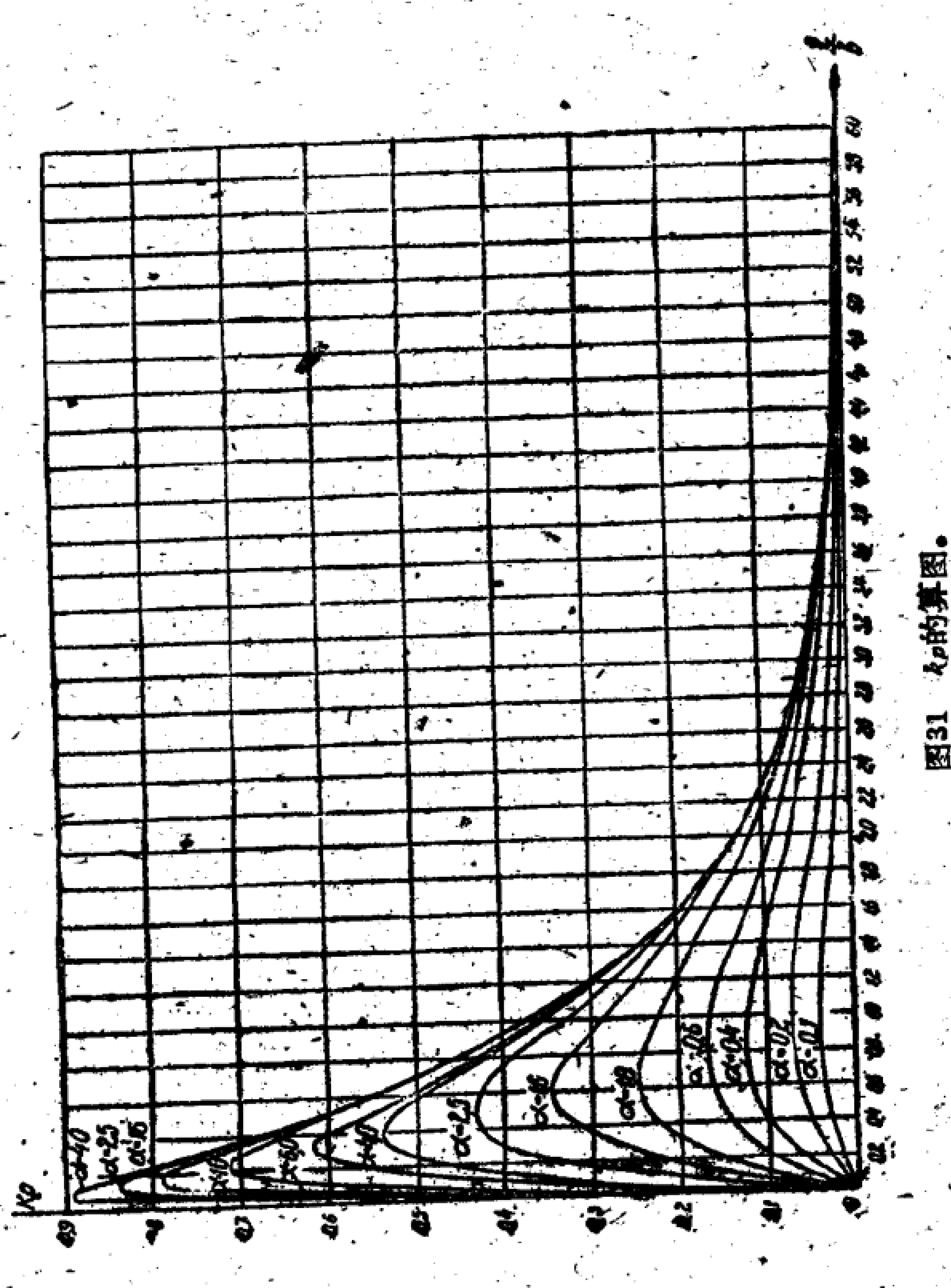


图31 k_p的算图。

$$k_p = e^{-\frac{t}{b}}\left(1 - e^{-\alpha\frac{t}{b}}\right) \tag{51}$$

对于自动机活动部分的速度为

$$k_V = \frac{\alpha}{1+\alpha} + \frac{1}{1+\alpha} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} - e^{-\frac{t}{b}} \tag{52}$$

对于自动机活动部分的位移为

$$k_x = \frac{\alpha}{1+\alpha}\frac{t}{b} - \frac{\alpha(2+\alpha)}{(1+\alpha)^2} - \frac{1}{(1+a)^2} e^{-(1+\alpha)\frac{t}{b}} + e^{-\frac{t}{b}}。 \tag{53}$$

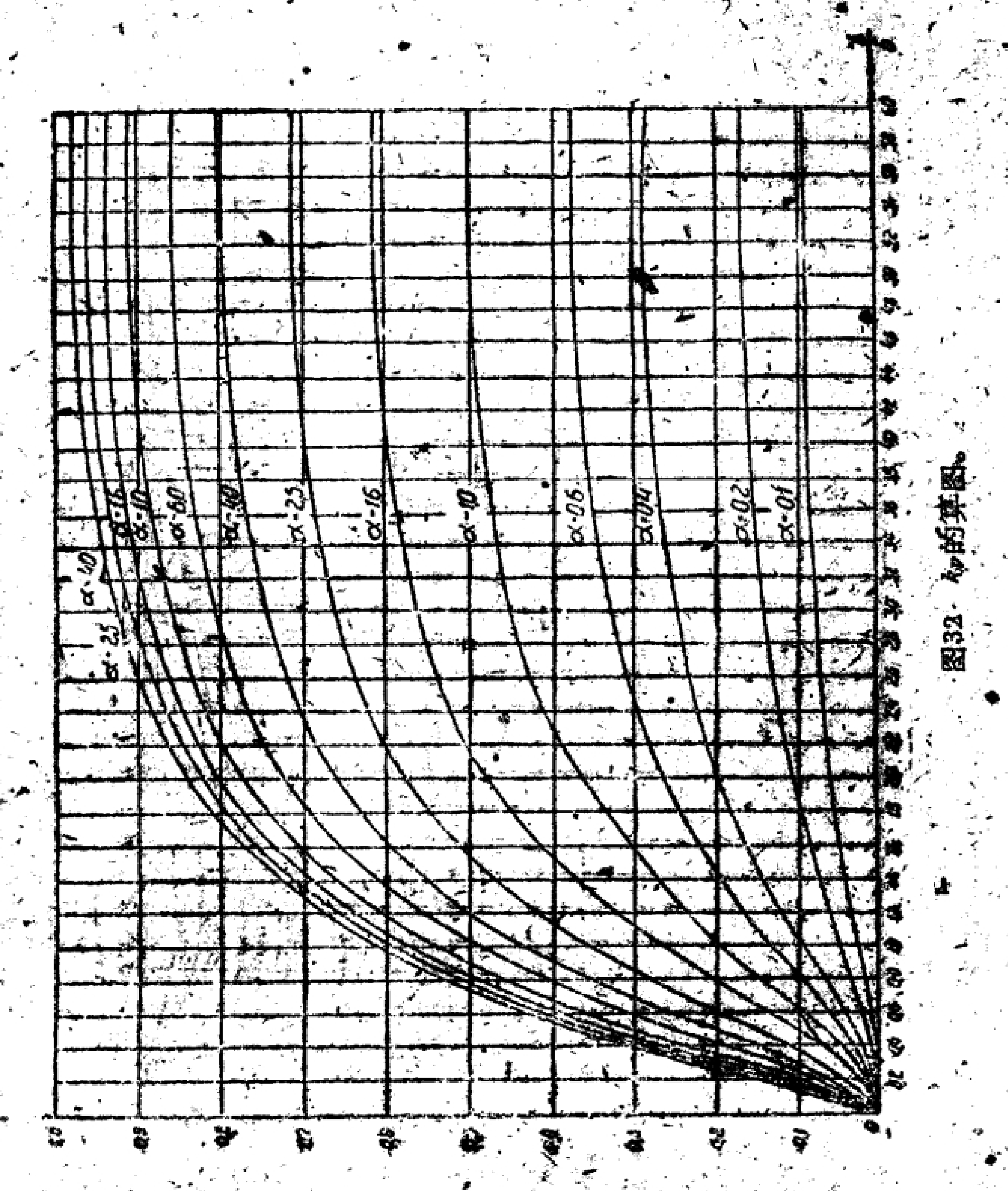


图32 k_p的集图。

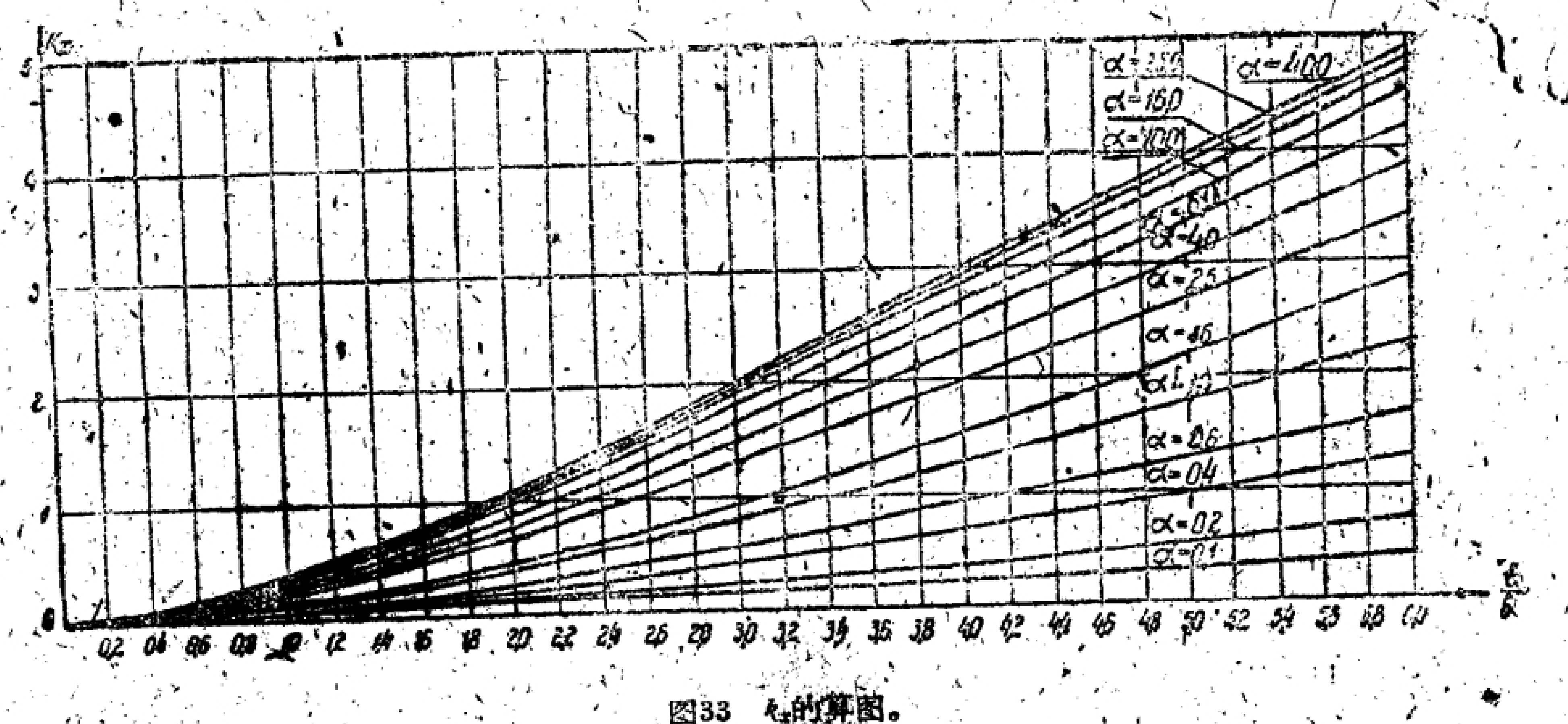


图33 k_z的算图。

算自动机各部分在枪机开鎖前的运动，可……
图解。

根据这些图解，在火药气体压力作用时期内的自动机活动部分的速度和位移，以及气室内的压力的計……写成如下的形式：

$$p = p_{\phi} k_p; \tag{54}$$

$$V = \frac{s_{\text{п}} i_0}{M} k_V; \tag{55}$$

$$x = \frac{s_{\text{п}} b i_0}{M} k_x = \frac{Vb}{k_V} k_x, \tag{56}$$

式中

$$i_0 = \frac{p_{\phi} + p_{\pi}}{2} t_{\text{п}} + \frac{p_{\pi}}{A}; \quad b = \frac{i_0}{p_{\phi}};$$

$$A = 0.365 \frac{\beta^2}{\beta - 0.5} \cdot \frac{v_0}{L'}。$$

由下頁表格可得

$$\eta = \frac{\alpha}{1 + \alpha}$$

与下列各比例参数的关系：

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{s_{\text{п}}}{s_{\phi}}; \quad \sigma_{\Delta} = \frac{\Delta s_{\text{п}}}{s_{\phi}}; \quad \sigma_0 = \frac{W_{\phi}}{s_{\phi}}; \quad \sigma_q = \frac{Q_{\text{п}}}{s_{\text{п}}}$$

式中

W_{ϕ}——气室的初始容积；

$\Delta s_{\text{п}}$——活塞与气室壁之間間隙的横断面面积$\left(\Delta s_{\text{п}} = \frac{\pi}{2} \Delta d_{\text{п}} d_{\text{п}}\right.$，其中 $\Delta d_{\text{п}}$——徑向間隙）；

$Q_{\text{п}}$——自动机活动部分的重量。

利用此表时，应先根据 $\sigma_{\text{п}}$ 和 σ_{Δ} 求出 η_0，再根据 σ_0 和 σ_q 求出修正量 ν_0 和 ν_q。此时，$\eta = \eta_0 \nu_0 \nu_q$。

現在来研究一个計算导气式机枪中枪机框运动的实例。

給定：

枪机框的质量	$M = 0.0813$ 公斤·秒^2/米
弹丸初速	$v_0 = 840$ 米/秒

η_0, ν_0, 及ν_q值表

基本表格 η_0							辅助表格 ν_0					ν_q				
$\sigma_{П}$	σ_Δ						σ_0(厘米)					σ_q(公斤/厘米^2)				
	0.25	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	0	50	100	200	300	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
0	0.80	0.68	0.53	0.41	0.33	0.21	1	0.85	0.74	0.60	0.50	0.95	0.96	0.97	1.00	1.01
50	0.71	0.66	0.57	0.48	0.41	0.29	1	0.88	0.78	0.66	0.57	0.72	0.96	1.03	1.12	1.18
100	0.55	0.52	0.47	0.42	0.38	0.30	1	0.90	0.82	0.71	0.63	0.62	0.95	1.09	1.26	1.42
150	0.44	0.42	0.38	0.35	0.32	0.26	1	0.92	0.86	0.77	0.70	0.58	0.94	1.14	1.38	1.58
200	0.36	0.34	0.32	0.30	0.28	0.24	1	0.94	0.90	0.82	0.76	0.57	0.93	1.19	1.49	1.75
250	0.30	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	1	0.96	0.93	0.87	0.83	0.56	0.92	1.25	1.60	1.90

注：此表摘自M. A. 馬蒙托夫的"气流的某些問題"一书(1951年出版)，并作了若干改变和簡化。

彈丸重量　　$q = 9.6$克

装药重量　　$\omega = 3.25$克

气体作用系数　　$\beta = 1.59$

口徑和枪膛横断面面积　　$d = 7.62$毫米

$s = 0.476$厘米^2

导气孔的直徑及其横断面面积　　$d_{\phi} = 3$毫米

$s_{\phi} = 0.0707$厘米^2

活塞的直徑及其横断面面积　$d_{П} = 12$毫米

$s_{П} = 1.13$厘米^2

徑向間隙　　$\Delta d_{П} = 0.16$毫米

彈丸由导气孔到飞出枪口瞬間的运动时間，

$t_{П} = 0.00025$秒

彈丸飞出枪口瞬間的膛压　　$p_{Д} = 700$公斤/厘米^2

彈丸通过导气孔瞬間的膛压$p_{\phi} = 900$公斤/厘米^2

彈丸在膛内的行程长度和药室縮徑长度之和，

$L' = 64.4$厘米

气室初始容积　　$W_{\phi} = 2.12$厘米^3

气室型式　　　　　　　　　　开启式

試求在弹丸通过导气孔以后 $t=0.0025$ 秒时，枪机框的速度 V_p 和位移 x_p，以及此时气室内的压力。

解

1. 求膛内火药气体压力的单位冲量

$$i_0=\frac{p_д+p_ф}{2}t_п+\frac{p_д}{A}=0.84\frac{公斤\cdot秒}{厘米^2},$$

式中

$$A=0.365\frac{\beta^2}{\beta-0.5}\frac{v_0}{L'}=1100\ 1/秒。$$

2. 求相对参数

$$\sigma_\Delta=\frac{\Delta s_п}{s_ф}=2\left(\frac{d_п}{d_ф}\right)^2\frac{\Delta d_п}{d_п}=0.43;$$

$$\sigma_п=\frac{s_п}{s_ф}=\frac{d_п^2}{d_ф^2}=16;$$

$$\sigma_0=\frac{W_ф}{s_ф}=30厘米;$$

$$\sigma_q=\frac{Q_п}{s_п}=\frac{Mg}{s_п}=0.71公斤/厘米^2。$$

3. 求系数 α。

为此，先在表中查出 η_0；ν_0；ν_q。

$\sigma_п$	σ_Δ		
	0.25	0.43	0.50
0	0.80		0.68
16	0.77	0.70	0.67
50	0.71		0.66

$\sigma_п$	σ_0		
	0	30	50
0	1		0.85
16	1	0.92	0.86
50	1		0.88

$\sigma_п$	σ_q		
	0.6	0.71	0.8
0	1.00		1.01
16	1.04	1.05	1.06
50	1.12		1.18

用内插法可得

$$\eta_0=0.70;\ \nu_0=0.92;\ \nu_q=1.05。$$

因而，

$$\eta=\eta_0\nu_0\nu_q=0.68;$$

$$\alpha=\frac{1}{\frac{1}{\eta}-1}\approx 2。$$

4. 求 b

$$b=\frac{l_0}{p_\phi}=0.00094\text{秒}。$$

5. 求 $\frac{t}{b}$

$$\frac{t}{b}=2.7。$$

6. 有了 $\frac{t}{b}$ 和 α，即可根据图解求出下列各量：

$$k_p=0.12;$$

$$k_V=0.57;$$

$$k_x=0.92。$$

7. 因而，在弹丸通过导气孔之后 $t=0.0025$ 秒时，气室内的压力和枪机框的速度及位移为

$$p=p_\phi k_p=65\text{公斤/厘米}^2;$$

$$V_p=\frac{s_n l_0}{M}k_V=6.6\text{米/秒};$$

$$x_p=\frac{V_p b}{k_V}k_x\approx 10\text{毫米}。$$

計算現有武器的自动机时，可以采用上例的解法。

設計新武器时，首先要給定导气孔在枪管上的位置，概略地确定导气孔的直徑。

如果在預先的概略計算中，已經知道为了保証自动机能正常地工作，质量已知的枪机框在自由行程結束时（移动到 x_p 量以后）应有速度 V_p，就应該按下述方法概略地确定导气孔的直徑。

利用公式（52）和（53），求出系数 k_V 和 k_x

$$k_V=\frac{V_p M_p}{s_n l_0};\quad k_x=\frac{x_p k_V}{V_p b}。$$

根据图32和33的图解，确定 α 和 $\frac{t}{b}$，其方法如图34所示。然后再算出 $\eta=\frac{\alpha}{1+\alpha}$。

已知 $\frac{t}{b}$，并求出 $b=\frac{l_0}{p_\phi}$ 之后，便可知道运动时間 t。

其次，給定活塞直徑 d_n 和活塞与气室壁之間的間隙 Δd_n，便可求出

$$\sigma_{\text{п}}=\frac{\Delta s_{\text{п}}}{s_{\text{п}}}。$$

根据这个比例和η的值，并取η≈η₀，利用基本表格即可求出$\frac{s_{\text{п}}}{s_{\phi}}$之比。

知道了活塞面积，根据此比例即可求出导气孔的面积s_{ϕ}，进而算出导气孔的直径

$$d_{\phi}=\sqrt{\frac{4s_{\phi}}{\pi}}。$$

可以把这样求得的导气孔化整，然后对自动机作全面計算。

若得出的导气孔直径过大，就要把导气孔位置向枪管尾部移动或增大活塞直径。

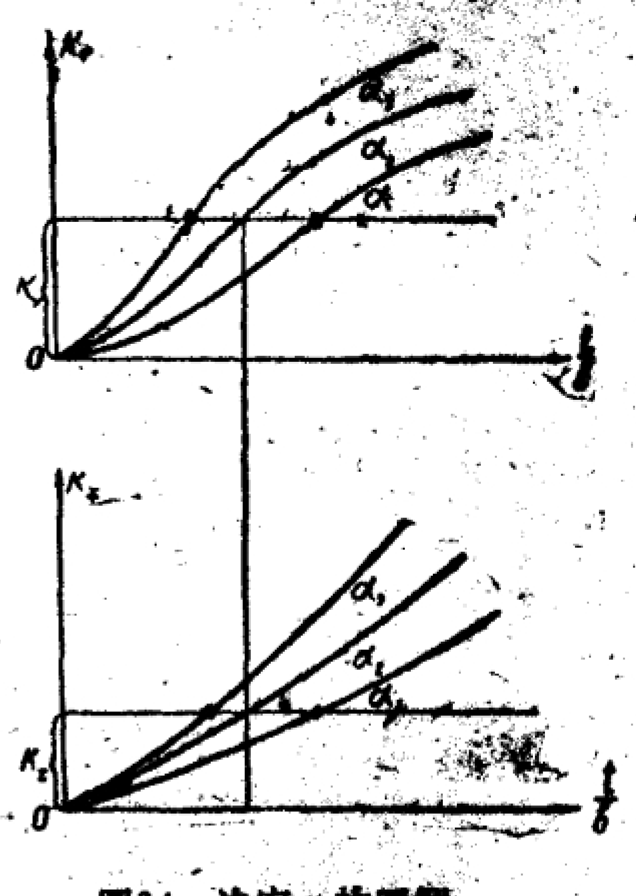


图34 决定α的图解。

推导上述所有公式时，曾假設没有任何阻力的作用。如果阻力(例如，复进簧的阻力)与气室内的火药气体压力比較起来数值很小的話，在計算时就可以和計算枪管后座式自动机一样，就阻力对自动机各部分的自由运动特征量引入修正量，而予以近似的計算。

§7 在武器緩冲条件下，自动机各部分及整个自动武器在火药气体压力作用下的运动特点

前面所研究的是在武器硬性固定的条件下，确定自动机各部分在膛內和气室內的火药气体压力作用下的运动特征量的方法。这些方法也可以用来計算在武器有緩冲时，自动机各部分的运动特征量，因为整个武器的运动对膛內和气室內火药气体压力作用的影响，实际上是不显著的。整个武器的运动对自动机各部分在火药气体压力作用下的运动的影响，仅表現在起始条件的变化上，

这一点是应该予以考虑的。例如，在导气式武器中，在武器緩冲的条件下，枪机框开始运动时可能具有某一初速。这个速度就是整个武器在彈丸通过导气孔瞬間所具有的速度。

根据这种观念，下面仅討論整个武器在火药气体压力作用时期內的运动特征量的計算方法。考虑到火药气体压力值通常比作用在武器上的其他的力大得多（例如，彈簧阻力或摩擦力），所以只研究火药气体压力的作用，而略去其余各力的作用，仅在已求得的运动特征量中引入修正量，来考虑它們的影响。

1 火药气体压力对枪管的作用

在枪管长后座和短后座的枪管后座式自动机工作时，可能发生火药气体压力对枪管的作用。

在这里，火药气体压力可以經过枪口罩作用在机匣上（图35）。对于这个方案，在理論上可以假設火药气体压力对枪口罩前壁的作用和对枪管前切面的作用性质相同。在这样假設的条件下，确定火药气体后效期內机匣运动特征量的方法，与确定同一时期內枪管运动特征量的方法，沒有原則上的区别。

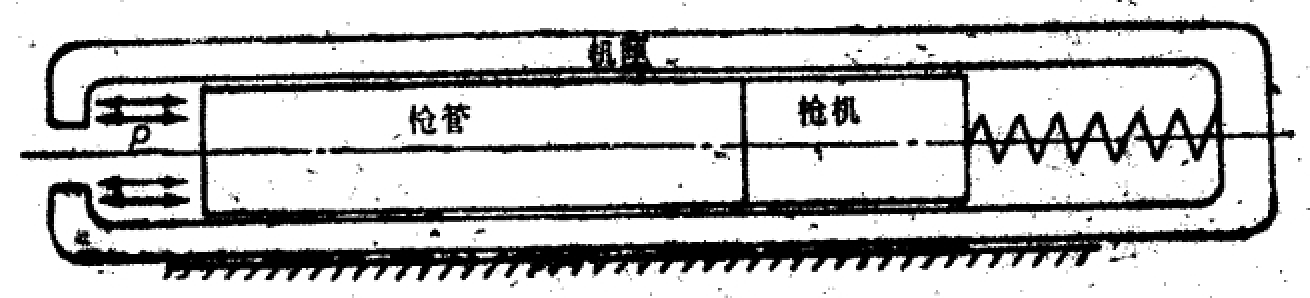


图35 火药气体压力在枪口罩內的作用图。

实际上，如果假設火药气体压力对枪口罩前壁的作用和对枪管前切面的作用性质相同，便可以写出下列动量方程式：

$$M_0(V-V_0)\mu_\kappa = M_\kappa(V_\kappa - V_{\kappa 0}), \qquad (57)$$

式中 V 和 V_0——后效期內枪管的存速和初速；

V_κ 和 $V_{\kappa 0}$——后效期內机匣的存速和初速；

M_0 和 M_κ——枪管质量和机匣质量；

μ_κ——考虑枪口罩对机匣作用的經驗系数。

枪管速度增量可以用下式求出：

$$V - V_0 = (V_m - V_0)(1 - e^{-At}) \tag{58}$$

或

$$V - V_0 = \frac{\beta - 0.5}{M_c g}\omega v_0(1 - e^{-At}), \tag{59}$$

式中 V_m——在不考虑枪口装置时，枪管在后效期末的速度；

A——系数；

β——气体作用系数；

ω——装药重量；

v_0——彈丸初速；

g——重力加速度；

t——时間。

利用公式（59）可将表达式（57）写成如下的形式：

$$\frac{\beta - 0.5}{g}\omega v_0 \mu_K(1 - e^{-At}) = M_K(V_K - V_{K0}),$$

由此得出：

$$V_K = V_{K0} + \frac{\beta - 0.5}{M_K g}\mu_K \omega v_0(1 - e^{-At})。 \tag{60}$$

同样可以指出：为了确定机匣的位移，应利用公式

$$x_K = x_{K0} + V_{K0}t + \frac{\beta - 0.5}{M_K g A}\mu_K \omega v_0(At - 1 + e^{-At})。 \tag{61}$$

系数 μ_K 之值，对每种枪口罩都必須用实驗方法求出。如果沒有进行专門的实驗，此系数可以用下式求出：

$$\mu_K = \mu - 1,$$

式中 μ——表示枪口罩对枪管的作用的系数。

上式是基于这样的假定而来：火药气体压力对枪管作用的增大（由于枪口罩的作用）等于火药气体压力对枪口罩前壁的作用。

2 自由枪机中膛內火药气体压力的作用

火药气体压力的这种作用情况发生在枪机后座式武器中。

在研究枪管和武器上与枪管相联接的各部分的运动时，如同研究枪机运动时一样，我們把火药气体压力作用的整个时間分为三个时期。

考虑到在膛內火药气体压力作用时期內，整个运动系統（枪机、枪管和机匣，彈丸，装药）是处在內力作用下，故机匣● 在每一时期末的速度都可以利用相应的动量方程式来决定。

第一时期末机匣的速度可根据下列动量方程式求出：

$$\frac{Q_з}{g}V_{з1}+\frac{Q_к}{g}V_{к1}=0, \tag{62}$$

式中 $Q_з$ 和 $Q_к$——枪机重量和机匣重量；

$V_{з1}$ 和 $V_{к1}$——第一时期末的枪机速度和机匣速度。

如果假設机匣的运动不影响枪机的运动，那么就可以利用前面所求得的表达式来求枪机的速度 $V_{з1}$

$$V_{з1}=\frac{I_0 g}{\varphi_з Q_з}。$$

把这个枪机速度的表达式代入公式（62）中，可得

$$V_{к1}=-\frac{I_0 g}{\varphi_з Q_з}=-V_{з1}\frac{Q_з}{Q_к}。 \tag{63}$$

表达式（63）与以前求得的計算枪机在第一时期末瞬的速度的公式相似。这一点使我們有根据写出机匣在第一时期末的位移的表达式：

$$x_{к1}=\frac{V_{к1}}{a}, \tag{64}$$

式中 a 是一系数（見59頁）。

必須指出：机匣速度的方向与枪机速度的方向相反。

为了确定在第二时期末，也就是在彈丸飞出枪口瞬間机匣的速度，可利用下列动量方程式：

$$-\frac{q+0.5\omega}{g}v_д=\frac{Q_з}{g}(V_{з2}-V_{з1})+\frac{Q_к}{g}(V_{к2}-V_{к1}), \tag{65}$$

式中 $V_{з1}$，$V_{к1}$——第二时期初的枪机速度和机匣速度；

$V_{з2}$，$V_{к2}$——第二时期末的枪机速度和机匣速度。

● 这里所指的机匣是指武器中除枪机以外的全部零件。

假設机匣的运动不影响枪机和彈丸的运动，则可以将表示枪机速度差的（33）式代入（65）式，得

$$V_{з2}-V_{з1}=\frac{\varphi_1 q+0.5\omega}{\varphi_3 Q_3}v_0。\tag{66}$$

然后，对机匣速度 $V_{к2}$ 解（65）式，便得：

$$V_{к2}=V_{к1}+\frac{k_1 q+0.5\omega k_2}{\varphi_3 Q_к}v_0,\tag{67}$$

式中 $k_1=\varphi_3-\varphi_1,\qquad k_2=\varphi_3-1。$

速度 $V_{к2}$ 可能是負的，也可能是正的，这要看彈壳与彈膛壁間摩擦力的大小而定。此摩擦力用系数 φ_3 来計算。

計算机匣在第二时期末的位移的公式为：

$$x_{к2}=x_{к1}+V_{к1}t_0+\frac{k_1 q+0.5\omega k_2}{\varphi_3 Q_к}L,\tag{68}$$

式中 t_0——彈丸在膛內的运动时間；

L_0——彈丸在膛內的位移。

为了确定机匣在火药气体后效期末的速度，可利用如下的动量方程式：

$$\frac{\beta-0.5}{g}\omega v_0=\frac{Q_з}{g}(V_{з3}-V_{з2})+\frac{Q_к}{g}(V_{к3}-V_{к2}),\tag{69}$$

式中 $(\beta-0.5)v_0$——后效期內火药气体的平均流速；

β——后效系数；

$V_{к3}$；$V_{з3}$——后效期末的机匣速度和枪机速度。

把以前求得的表示枪机速度差的公式（見66頁）

$$V_{з3}-V_{з2}=\frac{\beta-0.5}{\varphi_3 Q_з}\omega v_0\tag{70}$$

代入（69）式中，然后就机匣在后效期末的速度 $V_{к3}$ 解此方程式，便得：

$$V_{к3}=V_{к2}+\frac{\beta-0.5}{\varphi_3 Q_з}\omega v_0 k_2。\tag{71}$$

公式（63）、（64）、（67）、（68）、（70）与槍管后座式自动机中計算枪管运动特征量的公式相类似。

这一点使我們可以采用类似于枪管后座式自动机中計算后效

期末枪管位移的公式来計算机匣在此瞬間的位移 $x_{к3}$。

例如，假設后效期内的膛内压力决定于关系式 $p=p_{к}e^{-At}$，那么，

$$x_{к3}=x_{к2}+\left[V_{к2}+(V_{к3}-V_{к2})\left(1-\frac{1}{AT}\right)\right]T,$$

式中 T——火药气体后效期的时間。

例：

假設需要确定1941年式冲鋒枪机匣的运动特征量。武器重量（不包括枪机）$Q_{к}=4$ 公斤（$M_{к}=0.407$ 公斤·秒²/米），其余的原始数据見60頁中所举的例題。

第一时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{к1}=-\frac{I_0}{\varphi_3 M_{к}}=-0.017\text{米/秒},\quad x_{к1}=\frac{V_{к1}}{a}\approx-0.001\text{毫米}。$$

第二时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{к2}=V_{к1}+\frac{k_1 q+0.5\omega k_2}{\varphi_3 Q_{к}}v_0=0.15\text{米/秒},$$

$$x_{к2}=x_{к1}+V_{к1}t_0+\frac{k_1 q+0.5\omega k_2}{\varphi_3 Q_{к}}L\approx0.1\text{毫米}。$$

第三时期末机匣的速度和位移为：

$$V_{к3}=V_{к2}+\frac{\beta-0.5}{\varphi_3 Q_{к}}\omega v_0 k_2=0.29\text{米/秒},$$

$$x_{к3}=x_{к2}+\left[V_{к2}+(V_{к3}-V_{к2})\left(1-\frac{1}{AT}\right)\right]T\approx0.8\text{毫米}。$$

3 气室内火药气体压力的作用

在这种情况下，枪管及与其相联接的各部分（机匣）的运动特点在于，它們的运动是在气室內和膛內的火药气体压力作用下完成的。

考虑到机匣在火药气体压力作用时期內的位移很小，可以认为气室內和膛內的火药气体压力的作用不受机匣运动的影响。

研究机匣的运动时，我們把火药气体压力的作用分为三个时期来研究：

1）由彈丸开始运动到彈丸通过导气孔瞬間；

2）由彈丸通过导气孔到彈丸飞出枪口瞬間；

3）火药气体后效时期。

为了确定机匣在火药气体压力作用时期内的运动速度，可利用动量方程式

$$M_{\text{к}}(V_{\text{к}}-V_{\text{к}1})=I_p-I_{\phi}, \tag{72}$$

式中 $M_{\text{к}}$——枪管及与其相联接的各部分（机匣）的质量；

$V_{\text{к}}$，$V_{\text{к}1}$——在所研究的运动期内机匣的末速和初速；

I_p——沿枪膛軸綫方向作用于枪管上的膛内火药气体压力冲量；

I_{ϕ}——作用于气室前壁上的火药气体压力冲量。

冲量 I_p 和 I_{ϕ} 的作用表示于图36中。兹将各时期内的冲量 I_p 和 I_{ϕ} 的表达式引述如下。

在第一时期内（到彈丸通过导气孔时为止）作用于膛底的火药气体压力冲量为：

$$I_p=\frac{q+0.5\omega}{g}v, \tag{73}$$

式中 q 和 ω——彈丸重量和装药重量；

v——在所研究瞬間的彈丸速度；

g——重力加速度。

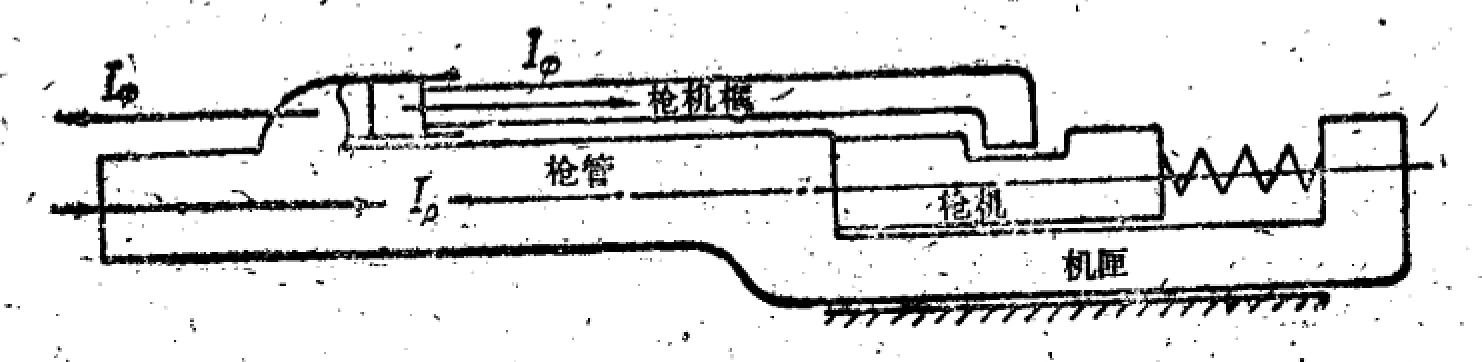


图36 火药气体压力冲量的作用略图。

在此时期内，作用于气室前壁上的火药气体压力冲量等于零 $I_{\phi}=0$，因为气室內沒有火药气体。

在第二时期内（由彈丸通过导气孔到彈丸飞出枪口瞬間）作

用于膛底的火药气体压力冲量为:

$$I_p=\frac{q+0.5\omega}{g}(v-v_{\phi}),\tag{74}$$

式中　v_{ϕ}——弹丸在通过导气孔时的速度;

v——弹丸的存速。

在此时期内，作用于气室前壁上的火药气体压力冲量可取其等于作用在活塞上的火药气体压力冲量

$$I_{\phi}=s_{п}i_0k_V,$$

式中　$s_{п}$——活塞横断面面积;

i_0——膛内火药气体压力的单位冲量(参看82頁);

k_V——取决于时間的系数，根据图解确定之(图32)。

在第三时期内(火药气体后效时期)，作用于膛底的火药气体压力冲量，在考虑到枪口装置的作用时，可以表示为:

$$I_p=\frac{\beta-0.5}{g}\omega v_0\mu[1-e^{-A(t-t_0)}],\tag{75}$$

式中　β——火药气体作用系数;

μ——表示枪口装置作用效能的系数(枪口装置特征数);

v_0——弹丸初速;

e——自然对数的底;

A——系数(参看47頁);

t_0——弹丸在膛内的运动时間;

t——由弹丸开始运动时算起的时間。

在此时期内作用在气室前壁上的火药气体压力冲量可表示为:

$$I_{\phi}=s_{п}i_0(k_V-k_{V2}),\tag{76}$$

式中　k_{V2}——弹丸飞出枪管瞬間的系数k_V之值，此系数随时間而变化;

k_V——在任意瞬間的系数k_V，此系数随时間而变化。

采用这个公式是基于这样的假定：在气室内火药气体压力的作用下，机匣和自动机活动部分所获得的动量增量相等。

利用求压力冲量的表达式，并把它們代入（72）式中，便可求出每个时期的速度計算式：

对于第一时期

$$V_{\text{к}}=\frac{q+0.5\omega}{Q_{\text{к}}}v+V_{\text{к}0};\tag{77}$$

对于第二时期

$$V_{\text{к}}=V_{\text{к}1}+\frac{q+0.5\omega}{Q_{\text{к}}}(v-v_{\phi})-\frac{s_{\text{п}}i_0 g}{Q_{\text{к}}}k_V,\tag{78}$$

式中 $V_{\text{к}1}$——彈丸通过导气孔时（当 $v=v_{\phi}$时）机匣的速度；

对于第三时期

$$V_{\text{к}}=V_{\text{к}2}+\frac{(\beta-0.5)\omega v_0\mu}{Q_{\text{к}}}[1-e^{-A(t-t_0)}]-\frac{s_{\text{п}}i_0 g}{Q_{\text{к}}}(k_V-k_{V2}),\tag{79}$$

式中 $V_{\text{к}2}$——机匣在彈丸飞出枪管瞬間的速度。

机匣的位移可根据下列关系式进行計算：

$$x_{\text{к}}=x_{\text{к}0}+\int_{t_0}^{t}Vdt,$$

式中 $x_{\text{к}0}$，$x_{\text{к}}$——在所研究的时期内，机匣的初始位移和现有位移。

把求速度的表达式代入上式中，积分后便得各时期的位移表达式：

对于第一时期

$$x_{\text{к}}=x_{\text{к}0}+\frac{q+0.5\omega}{Q_{\text{к}}}l+V_{\text{к}0}t,\tag{80}$$

式中 $x_{\text{к}0}$——机匣在彈丸开始运动时的位移；

t——由彈丸起动瞬間算起的时間；

l——在所研究的瞬間以前，彈丸在膛内的行程长度；

对于第二时期

$$x_{\text{к}}=x_{\text{к}1}+V_{\text{к}1}(t-t_{\phi})+\frac{q+0.5\omega}{Q_{\text{к}}}[l-l_{\phi}-v_{\phi}(t-t_{\phi})]-\frac{s_{\text{п}}i_0 g b}{Q_{\text{к}}}k_x,\tag{81}$$

式中 $x_{\text{к}1}$，$V_{\text{к}1}$——彈丸通过导气孔时机匣的位移和速度；

t_ϕ——从彈丸起动到彈丸通过导气孔的时間；

t——由彈丸起动瞬間算起的时間；

l_ϕ——彈丸运动到导气孔时所經历的路程；

v_ϕ——彈丸通过导气孔时的速度；

b——系数（参看 82 頁）；

k_x——取决于时間的系数（参看 33 图）。

对于第三时期

$$x_\text{к}=x_{\text{к}2}+V_{\text{к}2}(t-t_0)+\frac{(\beta-0.5)\omega v_0\mu}{M_\text{к}gA}\left[A(t-t_0)+e^{-A(t-t_0)}-1\right]$$

$$-\frac{s_\text{п}i_0b}{M_\text{к}}\left[k_x-k_{x2}-\frac{k_{V2}(t-t_0)}{b}\right], \tag{82}$$

式中　$x_{\text{к}2}$，$V_{\text{к}2}$——机匣在彈丸飞出枪管时的位移和速度；

k_{x2}——在彈丸飞出枪管瞬間系数 k_x 之値，此系数随时間而变化。

下面来研究一个例子。求某导气式武器的枪管及与其相联接的各部分在自由后座时的运动特征量。

假設已知表中所列諸元：

q (克)	ω (克)	l_ϕ (毫米)	L (毫米)	v_ϕ (米/秒)	t_ϕ (秒)	b (秒)	A (1/秒)	α	μ
9.6	3.25	377	560	760	0.0012	0.00094	1100	2	1.1

β	i_0 $\left(\frac{\text{公斤·秒}}{\text{厘米}^2}\right)$	$M_\text{к}$ $\left(\frac{\text{公斤·秒}^2}{\text{米}}\right)$	M_p $\left(\frac{\text{公斤·秒}^2}{\text{米}}\right)$	$s_\text{п}$ (厘米²)	s (厘米²)	v_0 $\left(\frac{\text{米}}{\text{秒}}\right)$	t_0 (秒)
1.59	0.84	1.325	0.081	1.13	0.475	840	0.00145

除了以前所讲过的符号以外，在表中还列有下列符号：

α——表示气室內火药气体压力作用效能的系数（見86頁）；

$p_\text{д}$——彈丸飞出枪口瞬間的膛压；

$M_\text{к}$ 和 M_p——整个武器的质量（枪机框除外）和枪机框的質量；

$s_{\text{п}}$ 和 s ——活塞横断面面积和枪膛横断面面积。

假設当弹丸在膛內开始运动时，整个武器的速度为 $V_{\text{к}0}=0$。

1）求武器在弹丸通过导气孔时的速度

$$V_{\text{к}1}=\frac{q+0.5\omega}{(M_{\text{к}}+M_{\text{p}})g}v_{\phi}+V_{\text{к}0}=0.62\text{米/秒}。$$

2）求武器在弹丸飞出枪管时的速度

$$V_{\text{к}2}=V_{\text{к}1}+\frac{q+0.5\omega}{M_{\text{к}}g}(v_0-v_{\phi})-\frac{s_{\text{п}}i_0}{M_{\text{к}}}k_V,$$

式中的系数 k_V 是根据比例 $\frac{t_0-t_{\phi}}{b}$ 由图解（图32）中求出的。

利用图解可查出 $k_V=0.04$。

于是得 $V_{\text{к}2}=0.67$ 米/秒。

3）武器在后效期内的速度公式为：

$$V_{\text{к}}=V_{\text{к}2}+\frac{(\beta-0.5)\omega v_0\mu}{M_{\text{к}}g}\left[1-e^{-A(t-t_0)}\right]-\frac{s_{\text{п}}i_0}{M_{\text{к}}}(k_V-k_{V2})。$$

假設要确定武器在时間为 $t=0.0044$ 秒时的运动特征量。我們得 $t-t_{\phi}=0.0032$ 秒。对于这个时間，按图解（图32）求出 $k_{V,}=0.6$，将此数值代入上式中，便得 $V_{\text{к}}=0.4$ 米/秒。

4）求武器在弹丸通过导气孔时的位移（$x_{\text{к}0}=0$）

$$x_{\text{к}1}=x_{\text{к}0}+\frac{q+0.5\omega}{(M_{\text{к}}+M_p)g}l_{\phi}-V_{\text{к}0}t_{\phi},$$

$$x_{\text{к}1}=0.3\text{毫米}。$$

5）求武器在弹丸飞出枪管时的位移

$$x_{\text{к}2}=x_{\text{к}1}+V_{\text{к}1}(t_0-t_{\phi})$$

$$+\frac{q+0.5\omega}{M_{\text{к}}g}\left[L-l_{\phi}-v_{\phi}(t_0-t_{\phi})\right]-\frac{s_{\text{п}}i_0 b}{M_{\text{к}}}k_{x0}$$

对于时間 t_0-t_{ϕ}，根据图解（图33）求得

$$k_x=0.004,$$

于是 $$x_{\text{к}2}=0.5\text{毫米}。$$

6）求武器在后效期内当时間为 $t=0.0044$ 秒时的位移

$$x_{\text{к}}=x_{\text{к}2}+V_{\text{к}2}(t-t_0)+\frac{(\beta-0.5)\omega v_0\mu}{M_{\text{к}}g}\left[A(t-t_0)\right.$$

$$\left.+e^{-A(t-t_0)}-1\right]-\frac{s_{\text{п}}i_0 b}{M_{\text{к}}}\left[k_x-k_{x0}-\frac{k_{V2}(t-t_0)}{b}\right]。$$

对于时間 $t-t_0$，根据图解（图33）求得 $k_x=1.2$。

于是可求出 $x_K=2$ 毫米。

把上述計算結果記入下表：

特征瞬間	t （秒）	V_K （米/秒）	x_K （毫米）
彈丸起始运动	0	0	0
彈丸通过导气孔	0.0012	0.62	0.3
彈丸由枪管飞出	0.00145	0.67	0.5
后效期	0.0044	0.4	2

第二章　自动机各部分在弹簧作用下的运动

§1　自动武器中单个零件在弹簧作用下的运动

在自动武器各机构中，基础构件（枪管、枪机、枪机框、有时甚至整个武器）經常是在各种弹簧作用下运动的。

在自动武器中，最简单的运动情况是一个质量为M的物体在一根弹簧作用下的直綫平移运动(图37)。

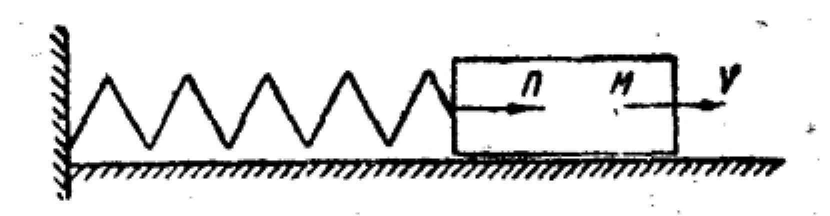


图37　物体在弹簧作用下的运动略图。

研究这个物体的运动时，会产生一系列的問題，其中首先是弹簧圈本身运动的計算問題。

弹簧的各个簧圈以不同的速度运动，与运动的物体相联的一节簧圈的运动速度与該物体的速度相同；与固定支座相联的一节簧圈处于靜止状态，中間的各个簧圈，则有不同的速度，其速度大小决定于簧圈离运动物体的距离、該物体的速度以及附加的纵向振动。

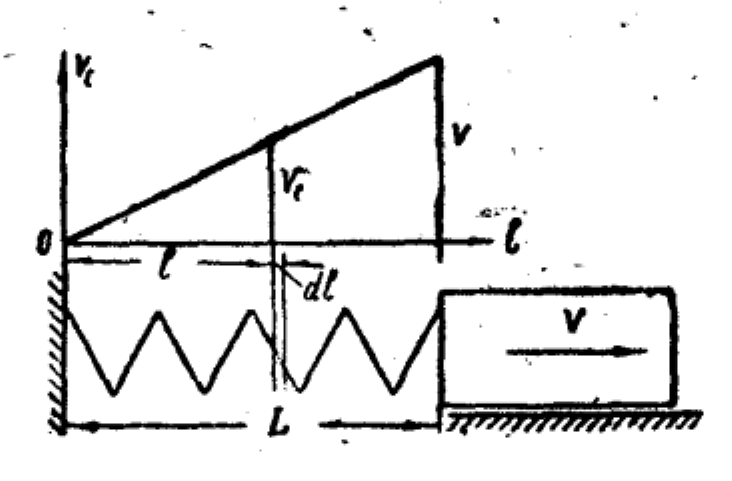


图38　弹簧圈的运动略图。

在近似地計算弹簧的运动时，可以不考虑弹簧圈的振动，而认为弹簧中各个簧圈在任一瞬間的速度沿弹簧的长度上按綫性

规律分布(图38)。

根据这个假設，距支撑面为 l 的弹簧圈的速度可用下式表示:

$$V_l = V\frac{l}{L},$$

式中 V——物体在弹簧作用下的运动速度;

L——整个弹簧的长度。

設弹簧是均质的，则对弹簧单元长度 dl 的质量 dm，可以写出下列比例式:

$$\frac{dm}{m} = \frac{dl}{L},$$

式中 m 是整个弹簧的质量。

在研究自动机各活动部分的运动时，最常用的是动能方程式。在这种情况下，应当这样考虑弹簧的运动：使某一具有虚拟质量 M_{np} 的物体的动能，等于质量为 M 的物体的动能与质量为 m 的弹簧的动能之和。

质量为 dm 长度为 dl 的任一单元弹簧，其动能可写为:

$$dE_l = \frac{dmV_l^2}{2}。$$

如果将这个单元质量轉化到在弹簧作用下运动的物体上去，则該单元的动能将为

$$dE = \frac{dm_{np}V^2}{2}。$$

令 dE_l 和 dE 之值相等，可得

$$\frac{dm}{2}V_l^2 = \frac{dm_{np}}{2}V^2。$$

由此求出

$$dm_{np} = dm\frac{V_l^2}{V^2}。$$

将前面所得的 V_l 和 dm 的表达式代入，得:

$$dm_{np} = \frac{ml^2dl}{L^3}。$$

整个弹簧的换算质量遂为:

$$m_{\text{пр}}=\int_0^L dm_{\text{пр}}=\int_0^L \frac{ml^2dl}{L^3}=\frac{m}{3}。$$

因此，在計算时，为了考虑彈簧的运动，必須把在彈簧作用下运动的物体的质量加上三分之一的彈簧质量，而把运动作为质量为 $M_{\text{пр}}=M+\frac{1}{3}m$ 的物体在沒有质量的彈簧作用下的运动来研究。

自动机活动部分在彈簧作用下运动的实际情况中，彈簧的质量一般比自动机活动部分的质量小得多。

因而可以利用計算彈簧运动的近似方法，在計算自动机活动部分在彈簧作用下的运动时，把三分之一的彈簧质量加到活动部分的质量上，以后就认为彈簧是沒有质量的运动体。

我們在研究受彈簧作用的物体的运动时，用 M 表示物体的质量，其中包括三分之一的彈簧质量，这时，就可以不考虑彈簧的运动。如果忽略彈簧变形时損失的机械能量，并认为在彈簧作用下运动的物体只受彈簧力 Π 的作用，而此彈簧力 Π 又与物体的位移（或座标 x）成綫性函数关系，则其运动情况，可以用下列微分方程式表示之：

$$M\ddot{x}+\eta(x+f_0)=0, \tag{1}$$

式中 M——考虑到彈簧质量时的物体质量；

x——物体的位移或座标；

η——彈簧的剛度；

f_0——彈簧預压量。

取 $y=x+f_0$ 代替自变量 x，微分方程式（1）就变为：

$$M\ddot{y}+\eta y=0。$$

这个微分方程式的解可以写成下面的形式

$$y=a\sin(pt+k)。\tag{2}$$

对时間微分上式，并除以 p，得：

$$\frac{\dot{y}}{p}=\frac{\dot{x}}{p}=\frac{V}{p}=a\cos(pt+k), \tag{3}$$

式中　a 和 k ——根据起始条件求出的积分常数；

p ——振动的圓周頻率$\left(p=\sqrt{\frac{\eta}{M}}\right)$。

如在起动瞬間（$t=0$ 时）$y=0$，$V=V_0$，则 $k=0$，$a=\frac{V_0}{p}$。

如在起动瞬間（$t=0$ 时）$y=y_0$，$V=V_0$，则

$$k=\operatorname{arctg}\frac{y_0 p}{V_0};\tag{4}$$

$$a=\sqrt{y_0^2+\frac{V_0^2}{p^2}}。\tag{5}$$

方程式（2）与（3）的左边是矢徑 a 在座标軸上的投影，其几何关系如图 39 所示。

图 39 左边的图解給出 y、t 和 V 的关系，时間 t 与矢徑的极角成正比，而座标 y 和速度 V 与矢徑 a 在座标軸上的投影成正比。

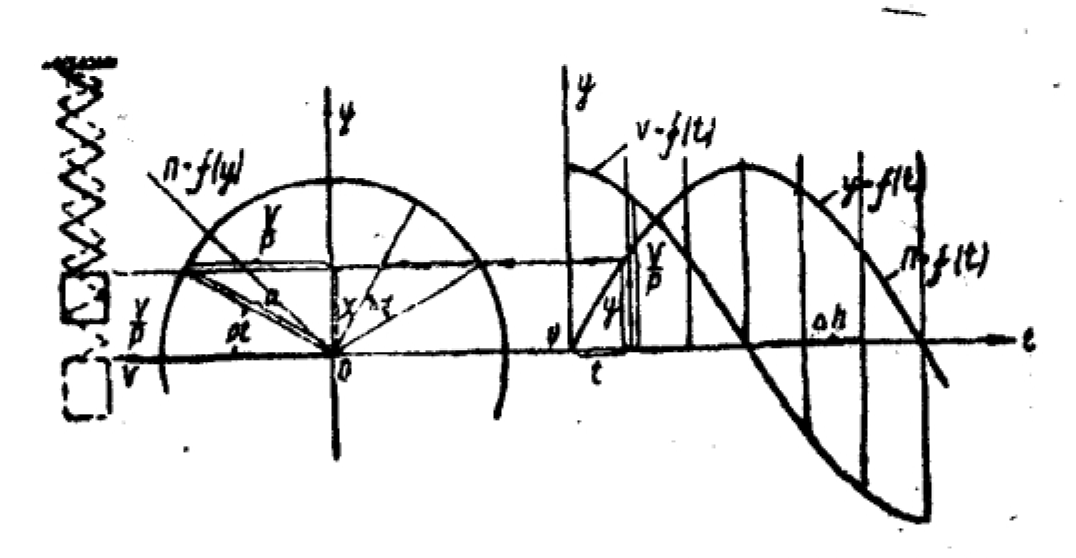


图39　不考虑机械能量的損失时，物体在彈簧作用下运动的图解研究（$t=0$ 时 $y=0$）。

这样就易于以直角座标系表示 $y=f(t)$ 和 $V=f(t)$ 的关系，如图 39 中的右图所示。

用图解的方法轉換这种关系，可用直綫来表示矢徑的极角，也就是在 $y=f(t)$ 和 $V=f(t)$ 图解的横座标軸上，截取一定长度的綫段 Δh 表示极角的每一微增量 $\Delta\alpha$。

$\Delta\alpha$ 和 Δh 之間有 $\Delta h=\frac{\Delta\alpha}{p\alpha_t}$ 的关系，式中 α_t 为 $y=f(t)$ 和 $V=f(t)$ 两图的时間比例尺。

应该指出，所作的$x=f(t)$的图解也就是$\Pi=f(t)$的图解；这就是説，这个图給出彈簧所受負荷随时間变化的关系（比例尺不同）。如果图上的时間t以比例尺α_t标出，則速度V和負荷Π的比例尺将分别为

$$\alpha_V=p\alpha_x;\quad \alpha_\Pi=\eta\alpha_x。$$

图39是当$t=0$时$y=0$和$V=V_0$的情况下，$y=f(t)$和$V=f(t)$的图解求法。

在任一瞬間t，y和V的值都可以从这些图上求出，其关系如图上的箭头所示。在这里，速度V的数值可以用两种方法求出：由图$V=f(t)$查出，或由左图的$y=f(t)$和$V=f(x)$查出。

图40的作法与图39相同，但起始条件为$t=0$时$y=f_0=y_0$和$V=V_0$。

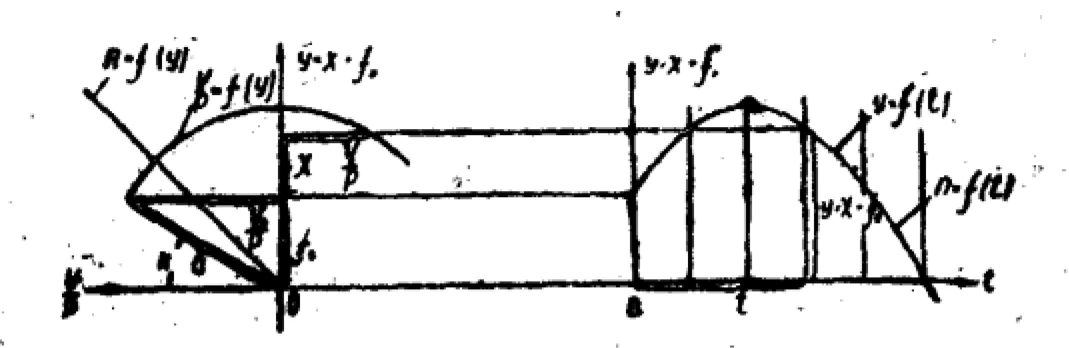


图40　不考虑机械能量的損失时，物体在彈簧作用下运动的图解研究（$t=0$时$y=f_0$）。

移动座标原点，就可以把纵座标换为$x=y-f_0$（图41）。这时，图$x=f(t)$将以另一比例尺給出彈簧力与时間的关系$\Pi-\Pi_0=f(t)$。式中Π和Π_0为彈簧力的存值和初始值。

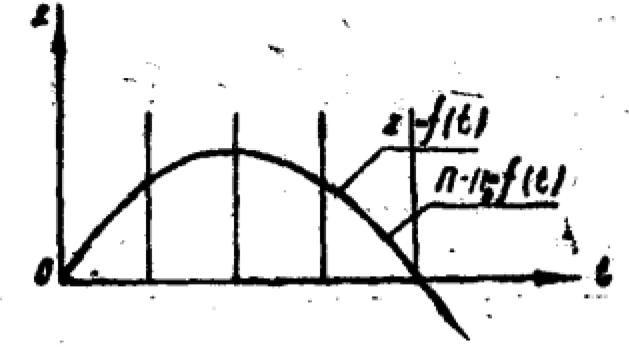


图41　不考虑机械能量损失时，物体在彈簧作用下运动的图解研究（$t=0$时$x=0$）。

当物体上除了受彈簧力的作用外，还有常量摩擦力的作用时，也可以采用上述图解分析法来研究物体的运动。

在这种情况下，其运动微分方程式将为：

$$M\ddot{x}+\eta(x+f_0)\pm R=0, \tag{6}$$

式中 R 为方向与速度方向相反的常量摩擦力，这个方程式可以写为：

$$M\ddot{y}+\eta y=0, \tag{7}$$

式中
$$y=x+f_0\pm\frac{R}{\eta}=x+f_0';$$

$f_0'=f_0\pm\frac{R}{\eta}$——弹簧的虚拟預压量。

方程式（7）指出：常量阻力的作用只可能影响弹簧的預压量或預压内力的計算值。

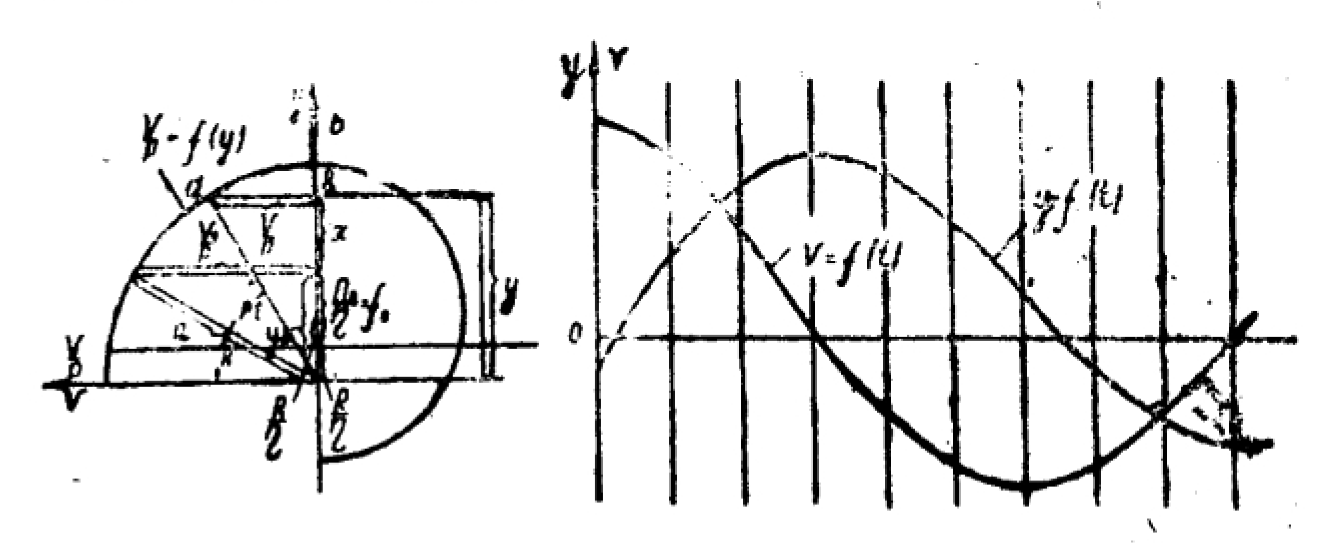


图42　有常量摩擦力时，物体在弹簧作用下运动的图解研究。

图 42 是物体在弹簧力 Π 和常量摩擦力 R 的作用下运动的图解。根据簡单的几何关系，可以从这些图解中求出下列运动特征量的解析式：

$$V=f(y);\quad y=f(V);\quad t=f(y);\quad t=f(V)。$$

例如，利用毕达哥拉氏定理，可以由直角三角形 O_1db，求出在压縮弹簧时 $V=f(y)$ 的表达式：

$$a^2=\frac{V^2}{p^2}+y^2,\quad 但是 a^2=\frac{V_0^2}{p^2}+y_0^2。$$

将 a 和 p 之值代入，并作簡单換算，便得：

$$V=\sqrt{V_0^2-(y^2-y_0^2)\frac{\eta}{M}}。$$

从几何关系还可以得到物体在弹簧作用下运动的其他表

达式。

这些公式为：

$y=f(t)$； $V=f(t)$；

$$y = a\sin(pt+k), \tag{8}$$

$$V = ap\cos(pt+k), \tag{9}$$

$$a = \sqrt{y_0^2+\frac{V_0^2}{p^2}}, \tag{10}$$

$$k = \operatorname{arc\,tg}\frac{y_0 p}{V_0}; \tag{11}$$

$V=f(y)$； $y=f(V)$；

$$V = \sqrt{V_0^2-(y^2-y_0^2)\frac{\eta}{M}}, \tag{12}$$

$$y = \sqrt{y_0^2-\frac{V^2-V_0^2}{p^2}}, \tag{13}$$

$t=f(y)$； $t=f(V)$；

$$t = \frac{1}{p}\left(\arcsin\frac{y}{a}-\arcsin\frac{y_0}{a}\right); \tag{14}$$

$$t = \frac{1}{p}\left(\arccos\frac{V}{ap}-\arccos\frac{V_0}{ap}\right)。 \tag{15}$$

在某些情况下，把关系式$V=f(x)$写成下列形式，应用较为方便：

$$V = \sqrt{V_0^2-\left(\frac{\Pi_0+\Pi\pm 2R}{M}x\right)}。 \tag{16}$$

将下列各式

$$y = \frac{\Pi\pm R}{\eta};$$

$$y_0 = \frac{\Pi_0\pm R}{\eta};$$

$$y-y_0=x$$

代入$V=f(y)$的表达式，即可得此公式，

式中　Π_0——弹簧的预压内力；

Π——在所研究的运动路段末，弹簧的压缩内力。

为了求出物体在彈簧作用下的运动时間，可以利用下列近似公式：

a）彈簧伸張时

$$t=\frac{\lambda}{V_0+\alpha(V-V_0)};\tag{17}$$

б）彈簧压縮时

$$t=\frac{\lambda}{V+\alpha(V_0-V)},\tag{18}$$

式中　λ——物体在彈簧作用下的位移；

V_0，V——物体在运动路段上的初速和末速；

α——决定于路段λ的起点和終点上彈簧內力之比值的常数，其关系可由图43查出，或用下式計算

$$\alpha=0.14\left(1-\frac{\Pi_{min}}{\Pi_{max}}\right)+0.5^{\bullet},$$

式中　Π_{min}；Π_{max}——在所研究的运动路段上彈簧的最小內力和最大內力。

利用（17）和（18）要比利用（14）、（15）、（16）簡单得多。在通常所遇到的实际情况中，根据公式（17）和（18）算出的結果与根据公式（14）和（15）算出的結果相差不会大于1～2%。

利用公式（8～18）可以求出物体在彈簧作用下运动的全部运动特征量。这些公式无論在彈簧压縮或伸張时都可应用，利用这些公式来研究自动机活动部分在彈

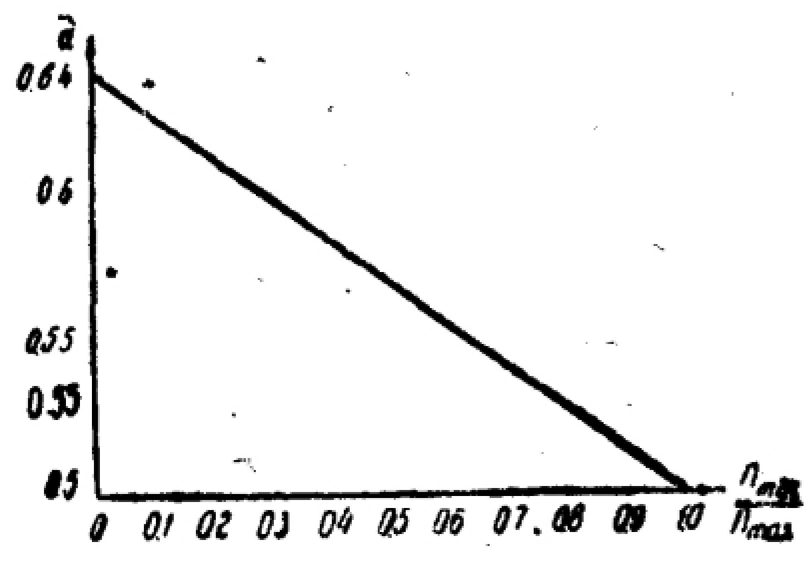


图43　决定运动时間的图解。

● 此式与原书有出入，原书为$\alpha=0.64\left(1-\frac{\Pi_{min}}{\Pi_{max}}\right)$，后一式不甚精确。——譯文編者

簧作用下的运动时，应当記住：在彈簧压縮时，速度的符号为(+)；彈簧伸張时，速度的符号为(−)。

上述表示物体在彈簧作用下运动的各个特征量之間的关系曲綫，可用来解出自动机活动部分的运动特征量。

在所有情况下研究物体在彈簧作用下的运动时，都必須知道下列各常数：彈簧的預压量 f_0 或彈簧的預压內力 Π_0，彈簧剛度 η，起始座标 x_0 和初速 V_0，在彈簧作用下运动的物体的质量 M_a，彈簧的质量 m，运动时产生的摩擦力 R。

有了这些数据以后，問題就归結为决定运动物体的座标 x，运动时間 t，和运动速度 V 等三个量中的任意两个。

茲举例以説明之。假設要研究自动机活动部分在压縮复进簧时的直綫平移运动，其已知数据如下：

Π_0 公斤	η 公斤/米	x_0 米	V_0 米/秒	M_a 公斤·秒²/米	m 公斤·秒²/米	R 公斤
3	50	0.010	4	0.193	0.02	0.3

利用这些数据，求出：

$$f_0' = \frac{\Pi_0 + R}{\eta} = 0.066\text{米};$$

$$M = M_a + \frac{1}{3} m = 0.2\text{公斤·秒}^2/\text{米};$$

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}} = 15.8\frac{1}{\text{秒}};$$

$$y_0 = f_0' + x_0 = 0.076\text{米};$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}} = 0.264\text{米};$$

$$k = \operatorname{arctg}\frac{y_0 p}{V_0} = 0.291。$$

例如，要求出当时間为 $t = 0.031$秒时的速度 V 和座标 x，就必須运用下列公式：

$$y = a\sin(pt + k) = 0.186\text{米},$$

$$V = ap\cos(pt + k) = 2.96\text{米/秒}。$$

由此可得 $x = y - f_0' = 120$ 毫米。

为了求出当座标为 $x = 120$毫米时的运动时間 t 和速度 V，就必須运用下列公式：

$$t = \frac{1}{p}\left(\arcsin\frac{y}{a} - \arcsin\frac{y_0}{a}\right) = 0.031\text{秒},$$

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2)\frac{\eta}{M}} = 2.96\text{米/秒}。$$

如果要求出当 $V = 2.96$米/秒时的运动时間 t 和座标 x，就必須运用公式：

$$t = \frac{1}{p}\left(\arccos\frac{V}{ap} - \arccos\frac{V_0}{ap}\right) = 0.031\text{秒};$$

$$y = \sqrt{y_0^2 - \frac{V^2 - V_0^2}{p^2}} = 0.186\text{米};$$

$$x = y - f_0' = 120\text{ 毫米}。$$

假設自动机活动部分以速度 $V = 2.96$米/秒到达后方位置，然后又以初速 $V_0 = -1.2$ 米/秒作复进运动。

对这种运动情况(彈簧伸張时)，可得：

$$f_0' = \frac{\Pi_0 - R}{\eta} = 0.054\text{米};$$

$$y_0 = f_0' + x_0 = 0.174\text{ 米};$$

$$x_0 = 0.120\text{米};$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{V_0^2}{p^2}} = 0.19\text{米};$$

$$k = \operatorname{arctg}\frac{y_0 p}{V_0} = 1.16。$$

如果要求出活动部分回到原来位置上（$y = f_0' + x_0 = 0.064$米时）的运动时間和此时的运动速度，就应当运用下列公式，

$$V = \sqrt{V_0^2 - (y^2 - y_0^2)\frac{\eta}{M}},$$

$$t = \frac{1}{p}\left(\arcsin\frac{y}{a} - \arcsin\frac{y_0}{a}\right)。$$

將数值代入这些公式中，可得

$$V=-2.83\text{米/秒};$$
$$t=0.052\text{秒}。$$

这个例子也可以用图解法求解。为此，必須給定作图的比例尺 α_x（取 $\alpha_x=0.005$ 米/毫米），然后求出$\frac{V_0}{p}$的値。在本例中，当彈簧压縮时

$$\frac{V_0}{p}=\frac{4}{15.8}=0.253\text{米}。$$

然后按选定的比例尺，截取 $f_0'+x_0$ 和$\frac{V_0}{p}$，如图 44 所示。很明显，表示 $f_0'+x_0$ 和$\frac{V_0}{p}$的綫段分别为：

$$Od=\frac{f_0'+x_0}{\alpha_x}=15.2\text{毫米};$$

$$ed=\frac{V_0}{p\alpha_x}=50.6\text{毫米}。$$

截取綫段 Od 和 ed，然后以 O 为圓心，过 e 点作一圓弧 eb。

进一步的图解要看給定的数値而定。如果要求从給定的座标 x 求运动的时間 t 和此时的运动速度，就需要在纵座标軸上按比例截取 x $\left(dc=\frac{x}{\alpha_x}\right)$，并由綫段端点（$c$ 点）画一水平直綫与圓弧eb 相交于 b 点。

量出所得的綫段 bc 的长度，乘以比例尺 α_x，即得$\frac{V}{p}$的値；量出角度 eOb，便得 pt 之値。

在本例中 $bc=37.2$ 毫米，$\angle eOb=28°=0.49$弧度。

因此 $$\frac{V}{p}=bc\cdot\alpha_x=0.185\text{米}$$

和 $$V=0.185\times p=0.185\times 15.8=2.94\text{米/秒}。$$

另一方面，$pt=0.49$，所以

$$t=\frac{0.49}{p}=0.031\text{秒}。$$

如果需要求出运动 t 秒以后物体的座标 x 和此时的速度 V，就必須在（图 44）上量取角度 $\angle eOb=pt$，并由 b 点作一水平直綫，得出綫段 bc 和 cd，綫段 bc 和 cd 即按所取比例尺 α_x 表示$\frac{V}{p}$和 $x-x_0$ 之値。

最后，如果要求求出速度为 V 时的运动时間 t 和座标 x，就必須在距纵座标軸为 $bc=\frac{V}{p\alpha_x}$ 处，作一垂直綫 $q-q$ 与圓弧 be 相交于 b 点，测得 $\angle eOb$ 和纵座标軸上的綫段 cd $\left(\angle eOb=pt,\ cd=\frac{x-x_0}{\alpha_x}\right)$，利用这些数值便能求出时間 t 和座标 x。

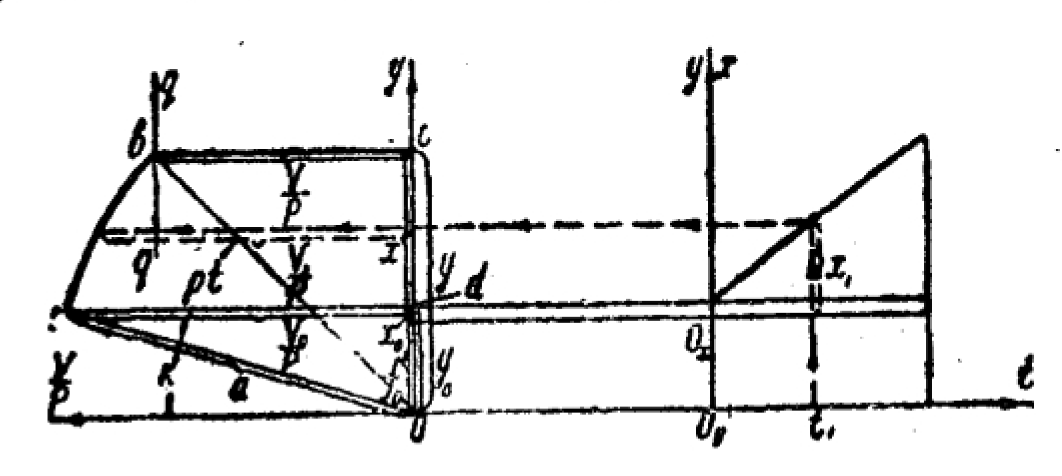


图44　彈簧压縮时的运动图解研究。

图 44 的右边是用前面叙述的方法作出的 $y=f(t)$ 和 $x=f(t)$ 的图。作图时取时間比例尺 $\alpha_t=0.001$ 秒/毫米，这些图解使我們对座标 x 随时間 t 而变化的关系获得明确的概念，并易于求出任意瞬間的速度。例如，图44中附有箭头的虛綫指出当时間为 t_1 时确定座标 x_1 和速度 V_1 的方法。用这种方法求不同瞬間的速度时，应当注意：以比例尺 α_x 表示 $\frac{V}{p}$ 量的綫段（例如綫段 bc），可以直接表示速度 V，但其比例尺则为 $\alpha_V=p\alpha_x$。

图 45 示出图解法在研究活动部分复进运动（彈簧伸張）上的应用。在这种情况下的作图法，原則上与前述方法相同。

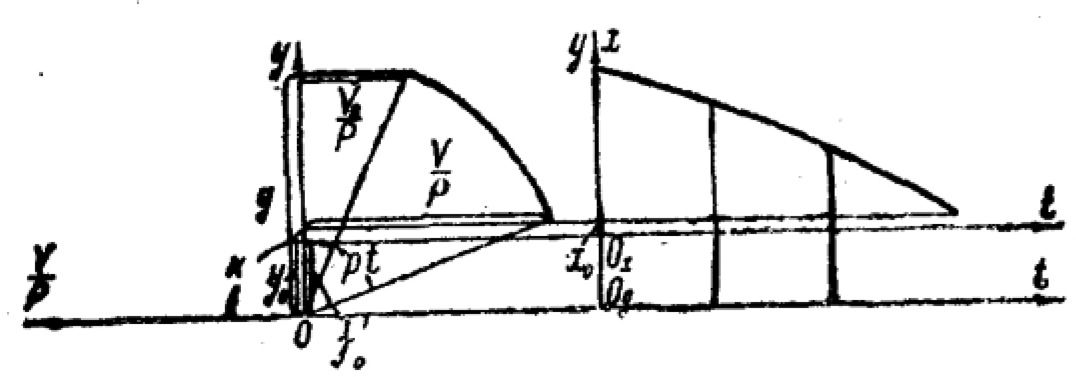


图45　彈簧伸張时的运动图解研究。

复进时（彈簧伸張时）活动部分的速度为負，因而把 $V=f$

(y)的图安排在纵座标的右方。在这种情况下弹簧的虚拟预压量 f_0' 由于摩擦力的方向改变而减小。

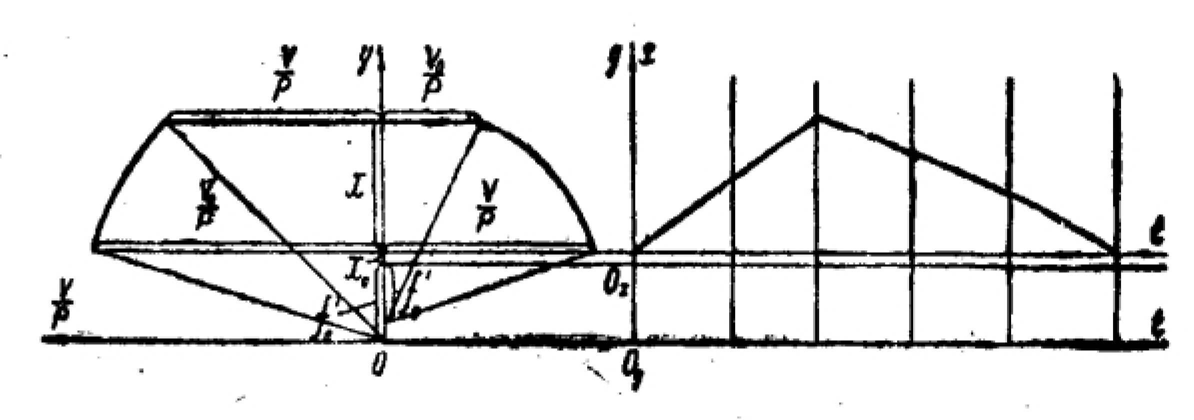


图46 弹簧压缩和伸張时的运动图解研究。

在研究自动机活动部分的后座和复进运动时，不必对弹簧压縮和伸張的情况分别作出两个图解。可把它們綜合成一个图形（图46）。这样作图时，表示关系式 $x = f(x)$ 的图形清晰地說明自动机的工作，并可以与实驗曲綫相比較。

在前面的討論中，曾假設弹簧变形时沒有損失机械能量，而只考虑导軌上的摩擦力所引起的損失。实际上，試驗研究的結果指出：弹簧变形时（压縮和伸張时）会損失机械能量。因此在弹簧作用下运动的物体即使不受摩擦力的作用，它在弹簧伸張后的动能經常要比压縮弹簧以前的动能小。

弹簧变形时，一部分机械能量由于內力作功而損失。因此，一部分机械能变成了热能。

因为在弹簧作用下运动的物体的动能，在很大程度上决定着弹簧变形的速度。所以，可以认为在任一瞬間，机械能量在单位时間內的損失都与物体的动能成正比。

这个假設可以用下面的解析式表示出来：

$$-dE = kT\,dt, \tag{19}$$

式中 E ——运动系統的全部机械能量；

T ——在弹簧作用下运动物体的动能；

t ——时間；

k ——比例系数。

机械能E等于动能T和彈簧变形的势能U之和

$$E = T + U。\tag{20}$$

动能T可写为:

$$T = \frac{M\dot{x}^2}{2},$$

式中 M——在彈簧作用下运动的物体的质量(考虑到彈簧质量);

x——物体在任一瞬間的座标。

任一瞬間的彈簧势能可写为

$$U = \frac{1}{2}\Pi(f_0+x) = \frac{1}{2}\eta(f_0+x)^2 = \frac{1}{2}Mp^2(f_0+x)^2,\tag{21}$$

因为

$$\Pi = \eta(f_0+x)$$

和

$$p^2 = \frac{\eta}{M},$$

式中 Π——任一瞬間的彈簧內力;

f_0——彈簧預压量($t = 0$,$x = 0$时);

p——振动的圓周頻率。

利用所得的U和T的表达式,可得:

$$E = \frac{M}{2}[p^2(f_0+x)^2+\dot{x}^2]。\tag{22}$$

因而有:

$$-dE = -M[p^2(f_0+x)+\ddot{x}]\dot{x}dt。\tag{23}$$

将$-dE$和T式代入(19)式中,得

$$M[p^2(f_0+x)+\ddot{x}]\dot{x}dt = \frac{kM\dot{x}^2}{2}dt,$$

由此可得:

$$\ddot{x} + \frac{k\dot{x}}{2} + p^2(x+f_0) = 0。$$

为了进一步变换方便起見,可取下式代替比例系数k:

$$k = 4\mu。$$

此时得:

$$\ddot{x} + 2\mu\dot{x} + p^2(x+f_0) = 0\tag{24}$$

或者换为新的自变量$y = x + f_0$,便得

$$\ddot{y}+2\mu\dot{y}+p^2y=0。\qquad (25)$$

对于自动武器中任何弹簧的变形而言，微分方程式（25）的解都可写为：

$$y=ae^{-\mu t}\sin(\omega t+k),$$

式中　$\omega=\sqrt{p^2-\mu^2}$——在弹簧变形时計算机械能量损失的条件下的振动的圓周頻率；

a 和 k——由起始条件决定的常数。

就上式对时間取导数，可得速度 $V=\dot{x}=\dot{y}$ 的表达式：

$$V=a\omega e^{-\mu t}\cos(\omega t+k)-\mu ae^{-\mu t}\sin(\omega t+k)。$$

考虑到 $ae^{-\mu t}\sin(\omega t+k)=y$，上式可以写为：

$$V=ae^{-\mu t}\omega\cos(\omega t+k)-\mu y$$

或
$$\frac{W}{\omega}=ae^{-\mu t}\cos(\omega t+k),$$

式中
$$W=\dot{y}+\mu y=V+\mu y。$$

因此，考虑到弹簧变形时的机械能损失时，物体在弹簧作用下的运动，可以用下面两个方程式来表示：

$$y=ae^{-\mu t}\sin(\omega t+k),\qquad (26)$$

$$\frac{W}{\omega}=ae^{-\mu t}\cos(\omega t+k),\qquad (27)$$

式中　$W=\dot{y}+\mu y$；$\omega=\sqrt{p^2-\mu^2}$；$p=\sqrt{\frac{\eta}{M}}$。

如果在（26）、（27）式中令 $ae^{-\mu t}=r$，这些方程式便可写为：

$$y=r\sin(\omega t+k),\qquad (28)$$

$$\frac{W}{\omega}=r\cos(\omega t+k)。\qquad (29)$$

（28），（29）式的左边是动徑 r 在座标軸上的投影，动徑 r 就是对数螺綫的矢徑：

$$r=ae^{-\mu t}。\qquad (30)$$

这个矢徑还可以用下列形式表示：

$$r=Ce^{-\mu t(\omega t+k)},\qquad (31)$$

式中 $$c = ce^{mk}, \quad m = \frac{\mu}{\omega}。$$

(30) 和 (31) 式是极座标系中的对数螺綫方程式。

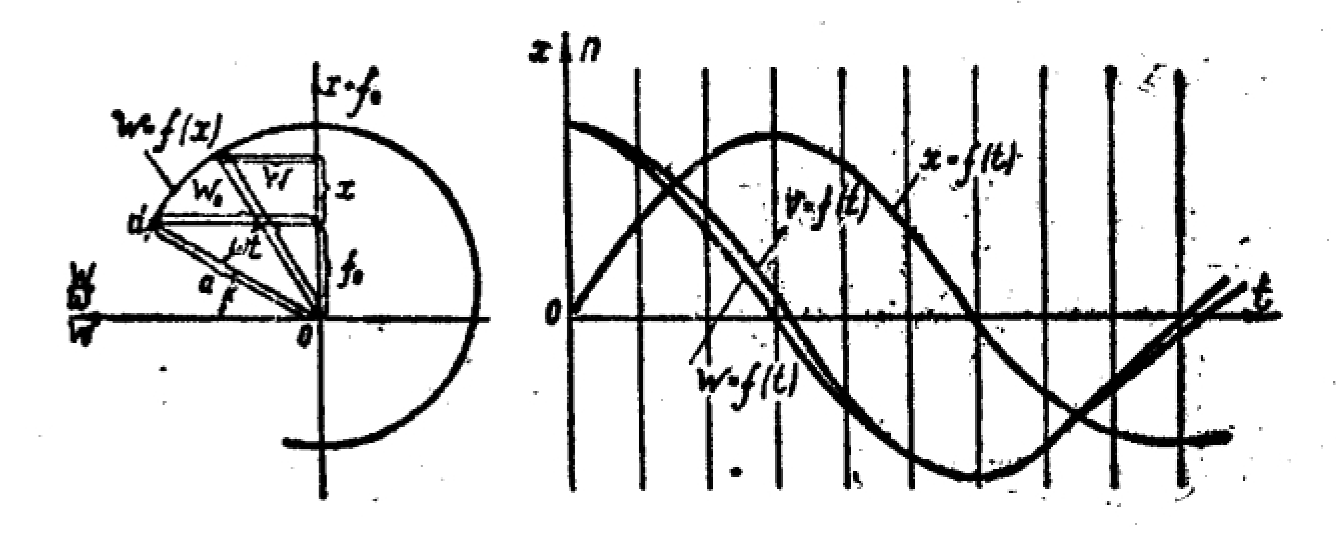


图47 計算彈簧变形的机械能量損失时的运动图解。

这个对数螺綫决定了对数减幅系数 $m\pi$ 或 $\pi\frac{\mu}{\omega}$。应該記住，对数减幅系数为

$$\pi\frac{\mu}{\omega} = \ln\left|\frac{y_i}{y_{i+1}}\right|,$$

式中 y_i 和 y_{i+1}——座标 y 对运动系統之静力平衡位置的两个相邻的最大偏移（一正一負）。

以上各公式的图解，如图47所示。

利用这些图，并考虑到当 $t=0$ 时，$r=a$，就可以由簡单的几何关系求出 a 和 k 之值：

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2}};$$

$$k = \operatorname{arctg}\frac{y_0\omega}{W_0}。$$

利用 (26) 和 (27) 式，将 W 和 y 在 $t=0$ 时的起始值代入，也能得到这些公式。

实际上，当 $t=0$ 时，(26) 和 (27) 式变为：

$$y_0 = a\sin k,$$

$$\frac{W_0}{\omega} = a\cos k。$$

把这些方程式的左右两端相除，得

$$\operatorname{tg} k = \frac{y_0\omega}{W_0},$$

由此得

$$k = \operatorname{arctg}\frac{y_0\omega}{W_0}。$$

取这些方程式两边的平方，然后相加，可得：

$$a^2 = y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2},$$

由此得

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{\omega^2}}。$$

以上各方程式中所含的 $\omega = \sqrt{p^2 - \mu^2}$ 在研究自动武器活动部分的运动时，都可以取为 $\omega = p$，因为在表达式

$$\omega = p\sqrt{1 - \frac{\mu^2}{p^2}}$$

中的 $\frac{\mu^2}{p^2}$ 值小于 1，經常可以忽略不計。当导軌上有常量摩擦力作用时，可以用彈簧的虚拟預压量 $f_0' = f_0 \pm \frac{R}{\eta}$ 代替实际預压量 f_0 来計算这些常量摩擦力的影响。

考虑到这些情况以后，前面所得的各式便可以改写为：

$$y = r\sin(pt + k),$$

$$\frac{W}{p} = r\cos(pt + k),$$

式中

$$r = ae^{-\mu t} = ce^{-m(pt+k)};$$

$$a = \sqrt{y_0^2 + \frac{W_0^2}{p^2}};$$

$$k = \operatorname{arctg}\frac{y_0 p}{W_0};$$

$$W = V + y\mu = \dot{y} + y\mu;$$

$$y = f_0' + x;$$

$$f_0' = \frac{\Pi_0 \pm R}{\eta},$$

$$p = \sqrt{\frac{\eta}{M}};$$

$$m = \frac{\mu}{p}。$$

从这些公式的几何图形上看来，在計算彈簧变形的机械能量

損失时，我們也可以用图解法来研究物体的运动，其方法与不計算彈簧变形的机械能量損失时所用的方法相似。

当計算彈簧变形的机械能量損失时，为了求出物体在彈簧作用下的运动特征量，必須：

1）在直角座标系 $W \div f_0 + x$ 中（图 47，左图），求出座标为 $W_0 = V_0 + \mu f_0$ 和 f_0 的 d 点，并从此点到座标原点作一直綫。

2）由 d 点起作一对数螺綫，其减幅系数为 $\pi\frac{\mu}{p}$。

进一步解題的方法将視原始数据而定。

如果要求决定座标为 x 时的运动时間，就必須标出座标 x，求出夹角 pt，从而决定时間 t。

为了求出当时間为 t 时的座标 x，就必須由 dO 綫作一角度等于 pt，从而求出座标 x。

其次，可以按照前面讲过的类似的图解解析法作出 $x = f(t)$；$W = f(t)$ 和 $y = f(t)$ 的图解，然后再利用等式 $W = V + \mu y$，就可以作出 $V = f(t)$ 的图解（图47，右图）。

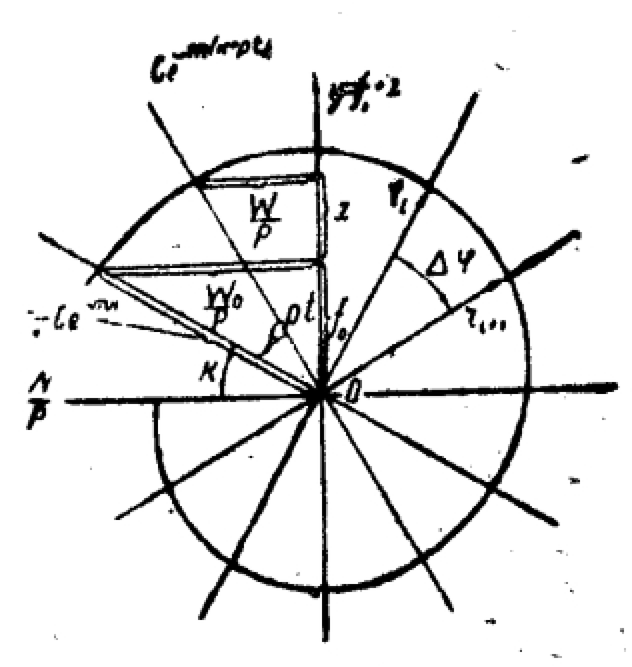


图48　对数螺綫的作法。

对数螺綫可以用下述方法作出：

1. 由座标原点（O 点）画出若干輻綫（图48），使相邻两輻綫間的夹角都相等，并且使其中一輻綫与对数螺綫中决定于起始条件的矢徑相重合。

2. 沿座标軸标出起始矢徑的两个投影 f_0 和 $\frac{W_0}{p}$，得出該矢徑 r_0。

3. 求出矢徑沿各輻綫变化的几何級数比值，此比值表示相邻两矢徑 r_i 和 r_{i+1} 之比，其值为：

$$e^{-m\Delta\varphi} \text{ 或 } e^{-m\pi\frac{\Delta\varphi}{\pi}},$$

式中　$\Delta\varphi$——相邻两輻綫間的夹角，r_i 和 r_{i+1} 即沿此二輻綫截取；

$m\pi$——对数减輻系数。

在計算自动武器中单个零件在彈簧作用下的运动的公式中，为了計算机械能量的損失，曾引入系数 μ，此系数可以用三种实驗方法予以确定。

利用振动圓周頻率的表达式

$$\omega=\sqrt{p^2-\mu^2},$$

就可以求出系数 μ，式中

$$p=\sqrt{\frac{\eta}{M}}。$$

圓周頻率 ω 与自由振动周期 T 的关系为

$$T=\frac{2\pi}{\omega}。$$

因此

$$\mu^2=\frac{\eta}{M}-\frac{4\pi^2}{T^2}。$$

已知彈簧的剛度 η 和在此彈簧作用下运动的零件的质量 M 时，用实驗方法測出自由振动周期 T，就可以求出系数 μ。

这个方法虽然很簡单，但由于必須很精确的測定自由振动周期 T，故不适用。

也可以利用对数减輻系数的概念来求系数 μ。

前面已經举出过对数减輻系数的表达式：

$$\frac{\mu}{p}\pi=\ln\left|\frac{y_i}{y_{i+1}}\right|,$$

式中 y_i；y_{i+1}——与彈簧相联的物体的座标对静力平衡位置的相邻两最大正負偏移；

$$p=\sqrt{\frac{\eta}{M}},$$

式中 η——彈簧剛度；

M——在彈簧作用下运动的物体的质量（考慮了彈簧质量）。

利用对数减輻系数的表达式，用实驗測定 y_i 和 y_{i+1} 的值，就可以求出系数 μ。

在研究剛度不大的彈簧（例如复进簧）时，这个方法很适用。

根据对步兵自动武器单股复进簧的专門实驗的結果，利用这种方法可以得出确定系数 μ 与彈簧剛度 η 和在彈簧作用下运动的物体的质量 M 之間的关系式如下：

$$\mu \doteq \frac{0.016\sqrt{\eta}}{\sqrt[3]{M^2}},$$

式中 M 和 η 之値以公斤——米——秒为单位。

实驗决定系数 μ 时，也可以利用（27）式。

如令 $t=0$ 时 $y=x+f_0=0$，并假設 $\omega=p$，则（27）式可写为

$$\frac{W}{p}=ce^{-mpt}\cos pt,$$

式中 $$W=V+\mu y。$$

利用此式，可以得出在 $y=0$ 时两个相继的（在压縮彈簧前和伸張后）最大速度 V_i、V_{i+1} 的絕对値之比。

$$\left|\frac{V_i}{V_{i+1}}\right|=\left|\frac{ce^{-mpt}}{ce^{-m(pt+\pi)}}\right|_{t=0}=e^{m\pi}=e^{\frac{\mu}{p}\pi}。$$

用实驗測出 V_i、V_{i+1} 値，就可以求出系数 μ。

对剛度系数大的彈簧（例如，緩冲簧），用这个方法确定系数 μ 是很合适的。

根据对自动武器緩冲簧的专門实驗研究，利用这个方法求出系数 μ 的表达式如下：

$$\mu=\frac{6\sqrt[5]{\eta^6}}{10^6\sqrt[5]{M^4}},$$

式中 M——撞击彈簧的物体的质量与三分之一的彈簧质量之和，单位为公斤·秒²/米；

η——緩冲簧的剛度，单位为公斤/米。

上述計算彈簧变形时的机械能量損失的方法，在研究自动机活动部分在各种彈簧（复进簧或緩冲簧）作用下的运动时都可以应用。但是，計算或实驗研究的經驗証明：剛度較小的单股复进簧

变形时，机械能量的损失很小。所以研究自动机活动部分在单股复进簧作用下的运动时，可以认为$\mu=0$，而在計算时不考虑机械能量的損失。

剛度不大的多股复进簧，在变形时由于各股間的摩擦，常产生很大的机械能量損失。多股彈簧內各股間的摩擦功也可以用上述方法計算，但要預先用实驗方法求出損失系数μ与彈簧剛度系数η、鋼絲的股数n，以及在彈簧作用下运动的活动部分的质量之間的关系。

各种緩冲簧变形时，通常要损耗大量的机械能量（达25～30%）。所以在研究自动机活动部分在緩冲簧作用下的运动特征量时，总是应估計可能損失的机械能量，必要时应当予以計算。

估計彈簧变形时可能产生的机械能量損失，而在某些情况下計算这些損失，可以应用下列近似方法。

如果将上面所得的方程式

$$\ddot{y}+2\mu\dot{y}+p^2y=0 \tag{32}$$

乘以质量M，便得：

$$M\ddot{y}+2\mu M\dot{y}+\eta y=0。 \tag{33}$$

在（33）式中，$2\mu M\dot{y}$表示与速度成正比的可变阻力R_V，如果用速度的某一平均值V_{cp}来代替这个阻力中的乘数——可变速度——$\dot{y}=V$，则与速度成正比的平均阻力将为

$$R_V=2\mu MV_{cp}。$$

在（33）式中用平均阻力代替$2\mu M\dot{y}$，并将$y=x+f_0$代入，便可得

$$M\ddot{x}+R_V+\eta(x+f_0)=0$$

或

$$M\ddot{x}+\eta\left(x+f_0+\frac{R_V}{\eta}\right)=0。$$

引入彈簧虛拟預压量

$$f_0'=f_0+\frac{R_V}{\eta},$$

时，可得

$$M\ddot{x}+\eta(x+f_0')=0,$$

或者重新把自变量换为

$$y = x + f_0',$$

得
$$M\ddot{y} + \eta y = 0。$$

利用这些方程式，可以用前面讲过的方法（当 $\mu = 0$ 时）研究自动机活动部分的运动。

在这种情况下，我們是引用阻力 R_V 来計算彈簧变形时的机械能量损失，从阻力 R_V 的大小也可以判断这些损失的大小。

在 R_V 力的表达式中，平均速度 V_{cp} 可以取为:

$$V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2},$$

式中 V_1和V_2——在彈簧作用下运动的自动机活动部分在所研究的路段 x 上的初速和末速。

現在让我們根据前例所給的数据估計一下在压縮彈簧时可能损失的机械能量。

$$R_V = 2M\mu V_{cp}。$$

取

$$\mu = \frac{0.016\sqrt{\eta}}{\sqrt[3]{M^2}},$$

得
$$R_V = 0.032\sqrt{\eta}\sqrt[3]{M}\, V_{cp}。$$

将 $\eta = 50\frac{公斤}{米}$；$M = 0.2\frac{公斤 \cdot 秒^2}{米}$代入，可得

$$R_V = 0.032\sqrt{50}\sqrt[3]{0.2}V_{cp} \approx 0.13V_{cp}\ (公斤),$$

但
$$V_{cp} = \frac{4 + 2.96}{2} = 3.48米/秒。$$

因此
$$R_V = 0.13 \times 3.48 = 0.45公斤。$$

显然，在这种情况下的阻力 R_V 很小，因而就可以完全不考虑它，或者利用上述近似方法計算。

如果彈簧剛度 η 增大1000倍，阻力 R_V 对运动的影响就可能很显著。

实际上，当彈簧剛度很大时，采用:

$$\mu=\frac{6\cdot\sqrt[5]{\eta^{6}}}{10^{6}\sqrt[5]{M^{4}}}。$$

这时
$$R_{V}=\frac{12\sqrt[5]{\eta^{6}}\sqrt[5]{M}}{10^{5}}V_{cp}。$$

将式中各量的数值代入可得

$$R_{V}=13.5公斤。$$

§2 自动武器中与弹簧相联接的零件，在承受按任意規律随时間而变化的力作用时的运动

本节要研究自动武器各零件在这样一种情况下的运动，在这些零件上不仅有弹簧力的作用，而且还受有按任意規律随时間而变化的力的作用。枪机、枪管和枪机框在复进簧的作用下同时又受有火药气体压力的作用时的运动，就是这样一种情况的运动。受緩冲簧作用的非自动武器的整个枪身，在受到火药气体压力作用时的运动，也是这样一种情况的运动。

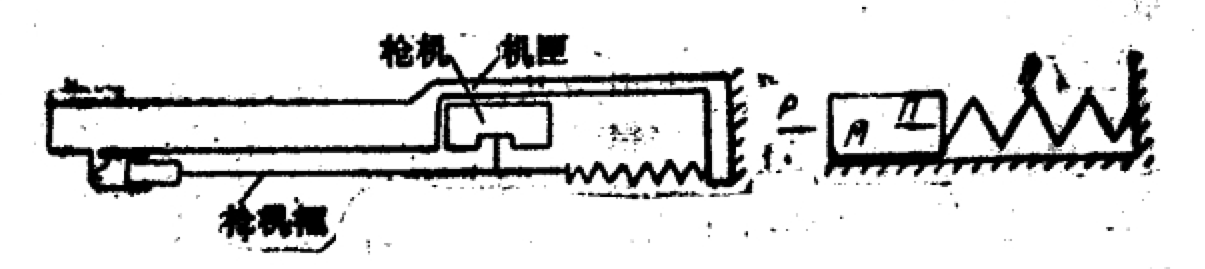


图49 弹簧作用下物体运动略图。

这种运动情况的原理图如图49所示。

其中 P——按任意規律随时間而变化的力；

Π——与运动物体的座标成綫性关系的弹簧力；

M——运动物体的质量。

表示这种运动的微分方程式为：

$$M\ddot{x}=P-\Pi_{0}-\eta x,$$

式中 Π_{0}——弹簧的初压內力；

η——弹簧剛度；

x——运动物体的座标。

这个方程式可以改写为：

$$M\ddot{x}+\eta x=P-\Pi_0 \tag{34}$$

或

$$M\ddot{x}+\eta x=Q(t), \tag{35}$$

式中引用符号 $P-\Pi_0=Q(t)$。

以M除上式，最后可得

$$\ddot{x}+\frac{\eta}{M}x=\frac{1}{M}Q(t)$$

或

$$\ddot{x}+p^2x=\frac{1}{M}Q(t)。$$

如所周知，这个微分方程式的解具有下列形式：

$$x=x_0\cos pt+\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{p}{\eta}\int_0^t Q(\tau)\sin p(t-\tau)d\tau,$$

式中 x_0和V_0——物体开始运动时的座标和速度；

t——时間，由此时間决定座标x；

p——自由振动频率；

τ——自变量（时間）。

如令$t=0$时$x_0=0$，則此表达式将变为：

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{p}{\eta}\int_0^t Q(\tau)\sin p(t-\tau)d\tau。 \tag{36}$$

只有在$Q(\tau)$力作用的某些个别情况下才能用解析法解(36)式中的积分。

1. 如果$Q(\tau)=Q_1=$常数，则座标x的表达式可以写成下列形式：

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{pQ_1}{\eta}\int_0^t\sin p(t-\tau)d\tau。$$

对变量τ进行积分，得：

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{Q_1}{\eta}\left|\cos p(t-\tau)\right|_0^t=\frac{V_0}{p}\sin pt$$

$$+\frac{Q_1}{\eta}-\frac{Q_1}{\eta}\cos pt。 \tag{37}$$

令 $$\frac{V_0}{p} = a\cos k$$

和 $$\frac{Q_1}{\eta} = a\sin k,$$

则得 $$x = a\sin pt\cdot\cos k - a\cos pt\cdot\sin k + \frac{Q_1}{\eta}$$

或 $$x = a\sin(pt - k) + \frac{Q_1}{\eta}。$$

考虑到 $Q_1 = P_1 - \Pi_0$，则上式可以写成：

$$x + f_0 - f_p = a\sin(pt - k), \tag{38}$$

式中 $$f_p = \frac{P_1}{\eta}, \quad f_0 = \frac{\Pi_0}{\eta}。$$

由（38）式对时間 t 取导数之后，就可以得出速度的表达式，

$$\frac{V}{p} = \frac{\dot{x}}{p} = a\cos(pt - k)。 \tag{39}$$

常数 a 和 k 可由下列公式求出：

$$a = \sqrt{(f_0 - f_p)^2 + \frac{V_0^2}{p^2}}, \quad k = \operatorname{arctg}\frac{(f_0 - f_p)p}{V_0}。$$

2. 如果在有限小的时間間隔 Δt 内，作用力 $Q_{(\tau)} = Q_1 =$ 常数，则座标 x 的表达式可以写成下列形式：

$$x = \frac{V_0}{p}\sin pt + \frac{Q_1}{\eta}\left|\cos p(t - \tau)\right|_0^{\Delta t}$$

或

$$x = \frac{V_0}{p}\sin pt + \frac{Q_1}{\eta}[\cos p(t - \Delta t) - \cos pt]。 \tag{40}$$

3. 如果在无限小的时間内作用的力无限大，亦即受彈簧作用的物体的运动，是由于力的冲量 I 的作用而产生的，则座标 x 可以由（40）式求出，但应假設式中的 $\Delta t \to 0$ 而 $Q_1 \to \infty$。

在这种情况下，将座标 x 的表达式写成下列形式較为方便：

$$x_{\substack{\Delta t \to 0 \\ Q_1 \to \infty}} = \frac{V_0}{p}\sin pt + \frac{Q_1\Delta t}{\eta}\cdot\frac{\cos p(t - \Delta t) - \cos pt}{\Delta t}。$$

在 $\Delta t \to 0$ 和 $Q_1 \to \infty$ 时，乘积 $Q_1\Delta t$ 可以等于力的冲量 $Q_1\Delta t = I$。

当 $\Delta t \to 0$ 时，表达式

$$\frac{\cos p(t-\Delta t)-\cos pt}{\Delta t}$$

的极限可以用普通的方法求出:

$$\lim_{\Delta t\to 0}\frac{\cos p(t-\Delta t)-\cos pt}{\Delta t}$$

$$=\lim_{\Delta t\to 0}\frac{\frac{d}{d\Delta t}\left[\cos p(t-\Delta t)-\cos pt\right]}{\frac{d}{d\Delta t}(\Delta t)}$$

$$=\lim_{\Delta t\to 0} p\sin p(t-\Delta t)=p\sin pt。$$

因此，在冲量負荷 I 的作用下，

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{Ip}{\eta}\sin pt,$$

但冲量負荷 I 的作用，可以用相应的动量增量来表示，即

$$I=M\Delta V。$$

此时

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{Mp}{\eta}\Delta V\sin pt,$$

但

$$\frac{Mp}{\eta}=\frac{1}{p}。$$

因此，

$$x=\frac{V_0+\Delta V}{p}\sin pt。$$

这个公式指出：冲量負荷对在弹簧作用下运动的物体的作用，可以用此物体的动量的相应改变量来計算。

当冲量負荷作用在与弹簧相联的物体上时，座标 x 的表达式

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{Ip}{\eta}\sin pt$$

能够說明下列方程式中所含自变量 τ 的物理意义:

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\frac{p}{\eta}\int_0^t Q_{(\tau)}\sin p(t-\tau)d\tau。$$

这个方程式可以改写为:

$$x=\frac{V_0}{p}\sin pt+\int_0^p\frac{p}{\eta}Q_{(\tau)}d\tau\sin p(t-\tau)。\qquad(41)$$

在（41）式中，积分符号内的式子是当时間为 t 时，在 τ 瞬时前作用于物体之单元冲量 $Q_{(\tau)}d\tau$ 的作用下，其座标 x 的单元增量（图 50）。这个方程式的全部积分，是物体因受力 $Q_{(\tau)}$ 的作用后其座标 x 在时間 t 内的总增量。力 $Q_{(\tau)}$ 則按任意規律随时間而变化。

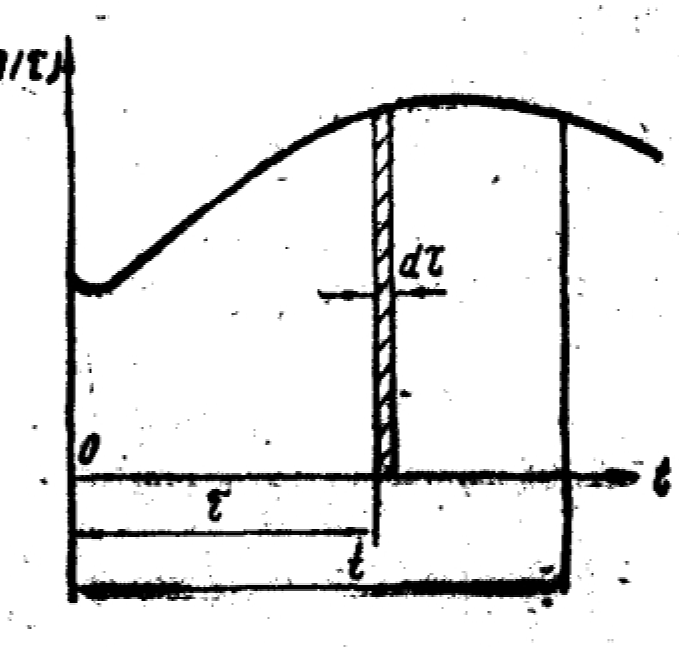


图50 单元冲量的作用。

同样，可以对力 $Q_{(\tau)}$ 取其他的更复杂的解析式，并从而得出座标 x 与时間的关系式。例如，表示力 $P=Q_{(\tau)}$ 与时間的关系的复杂曲綫，可以用簡单的解析关系式作出的折綫或平滑曲綫来代替（图51）。

这种研究方法就是取力 $Q_{(\tau)}$ 随时間函数而变化的近似規律来求問題的准确解析解。

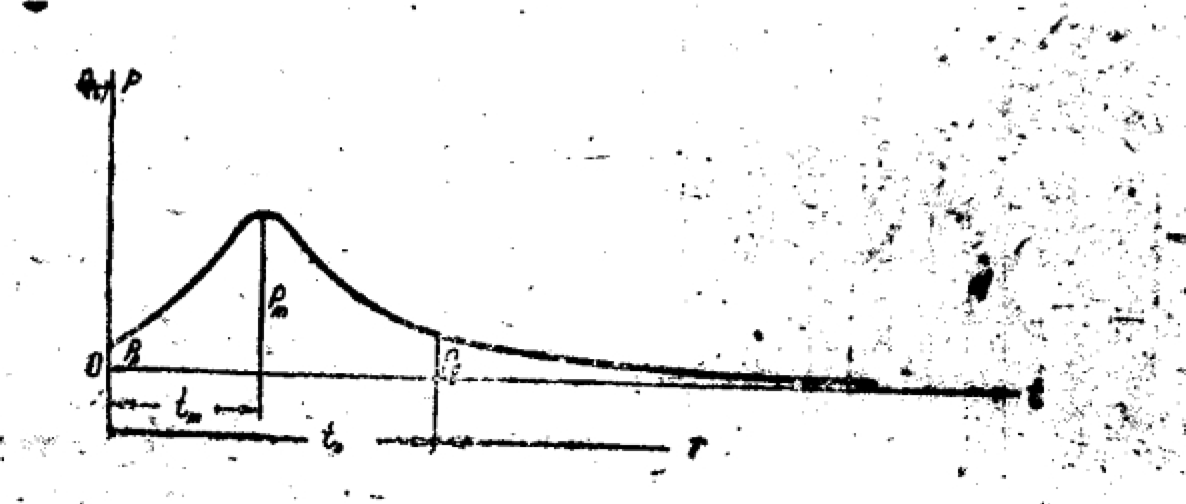
不用詳細探討这种研究运动的方法，就可以看出：利用 $Q_{(\tau)}$ 力的近似关系式来求座标 x 时，由于計算繁复，常常会产生很大的誤差。因此在解决具体的工程問題时，用这种方法是不适当的。

在这种情况下，采用近似图解解析法是較合适的，因为这种方法不需要用簡单的解析关系式来代替力 $Q_{(\tau)}$ 随时間函数而变化的复杂規律。

下面就来研究解下列方程式的图解解析法：

$$M\ddot{x}+\eta x=P-\Pi_0。$$

为了用图解解析法解此微分方程式，我們采用下述基本假設：我們用阶梯形的变化規律代替力 P 随时間变化的平滑規律，在这里，用一条折綫代替复杂的 $P=f(t)$ 曲綫，这样取代时，力的冲量不論是在很短的时間間隔內，或者是在力的全部作用时間內，都保持不变（图 52）。在这种假設条件下，力 P 在很短的时



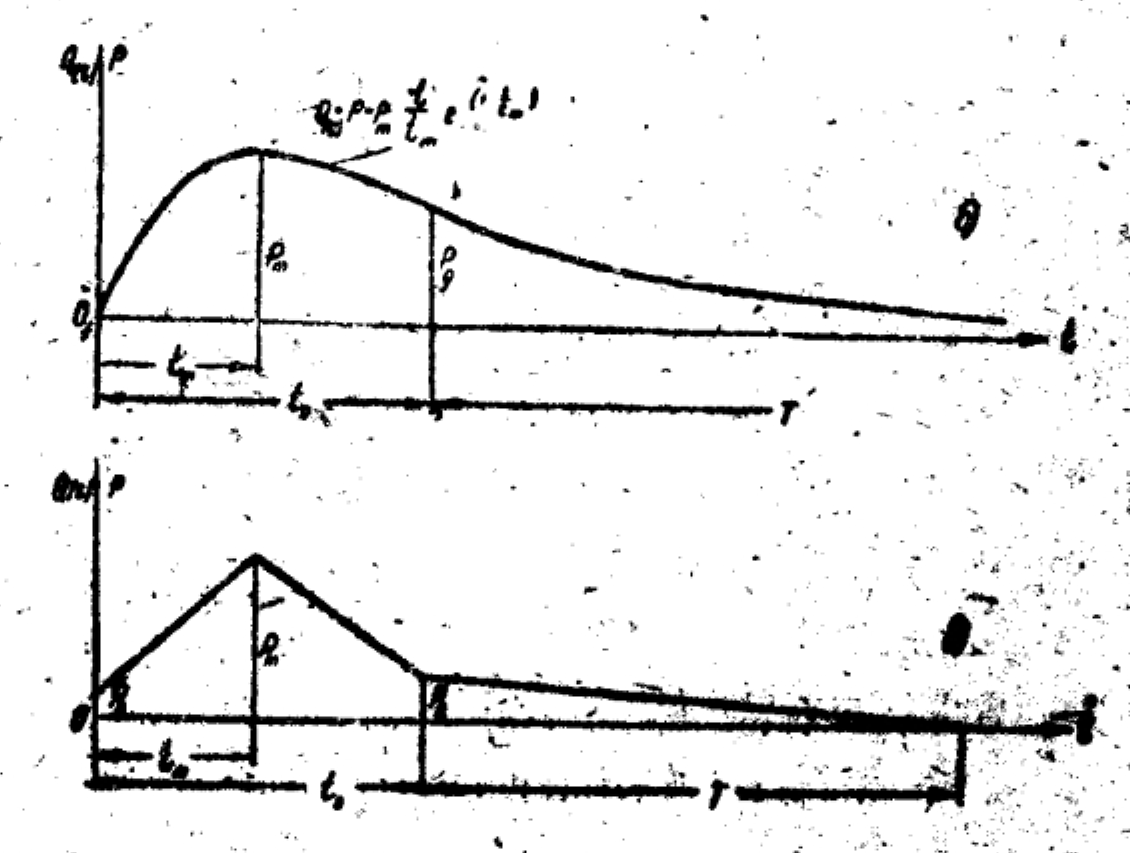


图51　a）力 $P=f(t)$ 的实际变化规律；б），в）該力的近似变化規律。

間 Δt 内是一常量。

在判断这种假設是否适用于力 $P=f(t)$ 的作用，和是否会歪曲研究的結果，应該注意到这一假設的两个优点，这两个优点証实了采用該假設的合理性。

这两个优点就是：1）无論在个别的短时間内，或者在力 P 的全部作用时間内，此力的冲量不变。2）用縮短时間間隔（力在各时間間隔内是常量）的方法，能使力 P 的变化規律趨近于其实际变化規律。

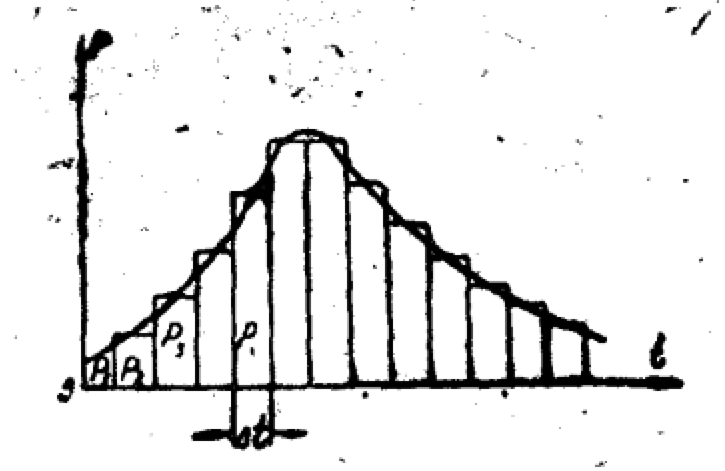


图52　以折綫代替曲綫。

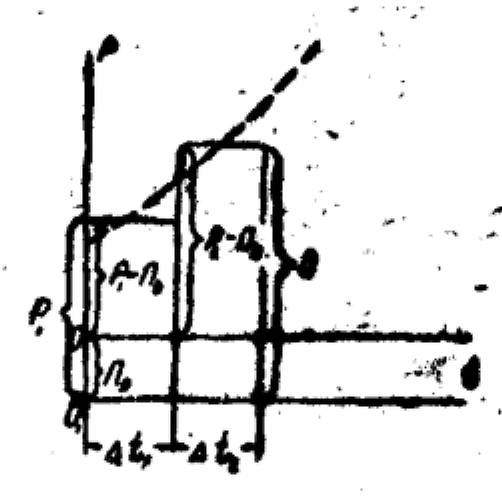


图53　P 力在前两段时間(Δt_1 和 Δt_2)內的作用。

现在让我們来研究一下前两段时間 Δt_1 和 Δt_2 內的运动（見图53)。

当 $0 < t < \Delta t_1$ 时，微分方程式（34）可写为

$$M\ddot{x} + \eta x = P_1 - \Pi_{01},$$

式中　P_1——在 Δt_1 时間內作用在物体上的、大小不变的力；

η——彈簧剛度；

x——由初始位置（$t = 0$）起算的运动物体的座标。

前面曾求得此方程式的解如下：

$$x_1 + f_{01} - f_{p1} = a_1 \sin(p\Delta t_1 - k_1), \tag{42}$$

$$\frac{V_1}{p} = a_1 \cos(p\Delta t_1 - k_1), \tag{43}$$

式中

$$a_1 = \sqrt{(f_{01} - f_{p1})^2 + \frac{V_0^2}{p^2}};\quad p^2 = \frac{\eta}{M};$$

$$k_1 = \operatorname{arctg}\frac{(f_{01} - f_{p1})p}{V_0}。$$

为了求得在第二段时間 Δt_2 末的类似表达式，应当注意运动物体在 Δt_2 时間內的初速和起点座标，就是物体在 Δt_1 时間內的末速 V_1 和終点座标 x_1。

考慮到这一点，就可以完全类似地写出物体在第二段时間 Δt_2 末的运动特征量：

$$x_2 + f_{02} - f_{p2} = a_2 \sin(p\Delta t_2 + k_2), \tag{44}$$

$$\frac{V_2}{p}=a_2\cos(p\Delta t_2-k_2),\tag{45}$$

式中

$$a_2=\sqrt{(f_{02}-f_{p2})^2+\frac{V_1^2}{p^2}},\tag{46}$$

$$k_2=\operatorname{arctg}\frac{(f_{02}-f_{p2})p}{V_1}。\tag{47}$$

考虑到 Π 力在 Δt_1 时間內的終点值就是它在 Δt_2 时間內的起始值，則（44）式～(47)式的形式可略作更动。因为这一点給出下列关系：

$$\Pi_{01}+\eta x_1=\Pi_{02}$$

或

$$\frac{\Pi_{01}}{\eta}+x_1=\frac{\Pi_{02}}{\eta},$$

但

$$\frac{\Pi_{01}}{\eta}=f_{01};$$

$$\frac{\Pi_{02}}{\eta}=f_{02}。$$

所以

$$f_{02}=f_{01}+x_1。$$

利用这一等式，可以把（44、45、46、47）等公式写为

$$x_1+x_2+f_{01}-f_{p2}=a_2\sin(p\Delta t_2-k_2),\tag{48}$$

$$\frac{V_2}{p}=a_2\cos(p\Delta t_2-k_2),\tag{49}$$

式中

$$a_2=\sqrt{(x_1+f_{01}-f_{p2})^2+\frac{V_1^2}{p^2}};\tag{50}$$

$$k_2=\operatorname{arctg}\frac{(x_1+f_{01}-f_{p2})p}{V_1}。\tag{51}$$

(48)和(49)式与(2)、(3)两式的区别，在于以 $f_{01}-f_{p2}$ 代替彈簧的常量初始压縮量 f_0；$f_{01}-f_{p2}$ 在每一段时間內均为常量，而由一段轉至另一段时則发生变化（图 54）。因此，在图解作图时，必須标出逐段发生变化的 f_0-f_p 来代替 f_0，如图 54 所示。由（48）式可以看出，所有各段的座标 x 都应当由同一点算起，在图55上可以明显地看出这一点。图55是由图54中的两个图合并画出的。

利用图55可以确定求每段时間 Δt 末的 x 和 V 的方法：

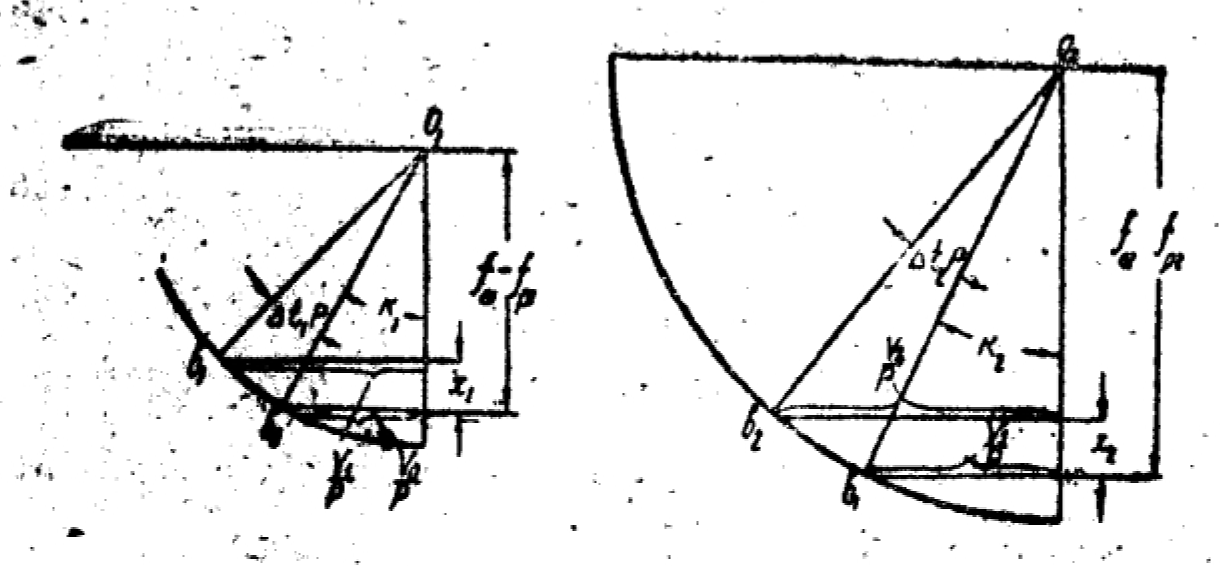


图54　在第一段和第二段时间内运动的图解研究。

1. 由座标原点（O点）沿纵座标軸按比例尺 α_x 截取 OO_1、OO_2 等綫段，以代表 $f_{01}-f_{p1}$、$f_{01}-f_{p2}$ 等量

$$OO_1=\frac{f_{01}-f_{p1}}{\alpha_x};\quad OO_2=\frac{f_{01}-f_{p2}}{\alpha_x};$$

按同一比例尺 α_x 沿横座标軸截取綫段 Ob_0 以代表 $\frac{V_0}{p}$，

$$Ob_0=\frac{V_0}{p\alpha_x}。$$

由此可以看出，綫段 Ob_0 亦可代表速度 V_0，其比例尺为 $\alpha_V=p\alpha_x$。

2. 用直綫联結 b_0 和 O_1 两点，以弧度为单位标出 $\angle b_0O_1b_1=p\Delta t_1$，并以 b_0O_1 为半徑，以 O_1 为圓心作圓弧 b_0b_1。

3. 由 b_1 点向纵座标軸画一垂直綫，就可以得出一个代表物体在时間 Δt_1 末的速度的綫段，$b_1c_1=\frac{V_1}{p\alpha_x}$ 和代表物体在这时的座标 x_1 的綫段 Oc_1，其比例尺分别为 $\alpha_V=p\alpha_x$ 和 α_x。

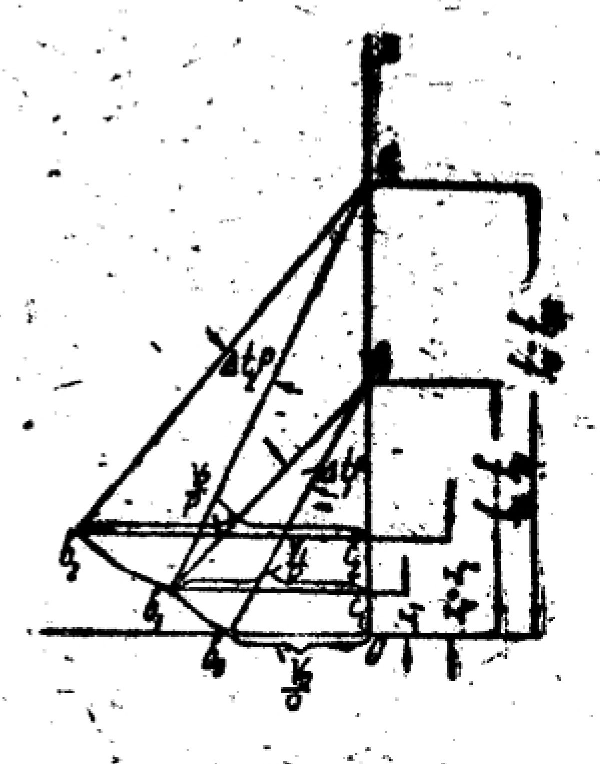


图55　作图的綜合。

4. 用直綫联結 b_1 和 O_2 两点，并标出等于 $p\Delta t_2$ 的角 $b_1O_2b_2$。然后，画 b_1b_2 弧，由 b_2 点向纵座标軸作一垂直綫，得出 b_2c_2 和

Oc_2 两綫段，其中 b_2c_2 按比例尺 α_V 代表物体在时間 Δt_2 末的速度 V_2，Oc_2 按比例尺 α_x 代表物体在这时的座标 x_1+x_2。

按同样的方法，对以后各微小的时間間隔作图，并以一平滑曲綫联結 b_0，b_1，b_2，b_3……等点，卽可得到 $V=f(x)$ 曲綫。利用这个图和纵座标軸上表示物体在各段时間內的座标增量的綫段 Oc_1，Oc_2……等，就可以作出 $V=f(t)$ 和 $x=f(t)$ 曲綫。

前面的敍述在原則上説明了如何用图解解析法研究物体的运动；此物体与彈簧相联接，并承受按任意規律随时間变化的力的作用。

在用图解解析法解决类似的实际問題时，最好是遵循下列順序作图：

1. 在 $P=f(t)$（图56）上，按比例尺 α_t 将横座标軸分为若干小段 Δt，并过各分段点作直綫平行于纵座标軸。

2. 由座标原点（O' 点）向上截取綫段

$$O'O=\frac{\Pi_0}{\alpha_p},$$

式中 Π_0——Π 力的初始值，

α_p——在 $P=f(t)$ 图上力 P 的比例尺；

通过 O 点作一水平綫。便得 $|\Pi_0-P|=f(t)$ 的图解，其座标原点为 O。

3. 对应于每段时間 Δt 內的平均纵座标值，在曲綫 $P=f(t)$ 上标出 d_1、d_2，等点。应当注意，用比例尺 α_p 标出的力与时間的图解 $(\Pi_0-P)=f(t)$，可以当作是用新比例尺 $\alpha_x=\frac{\alpha_p}{\eta}$ 繪出的 $f_{01}-f_p=f(t)$，这是因为

$$f_{01}-f_p=\frac{\Pi_0-P}{\eta}。$$

4. 将 e_1d_1；e_2d_2 等綫段移到纵座标軸上，得 OO_1、OO_2 等綫段，它們按比例尺 α_x 表示 $f_{01}-f_p$ 之值。

5. 由座标原点 O 向左标出綫段

$$Ob_0=\frac{V_0}{\alpha_V},$$

式中　$\alpha_V = p\alpha_x$——速度比例尺。

然后，应当根据上述方法作出图解$V = f(x)$。

作出$V = f(x)$的图解以后，必須把与速度V和座标x成比例的綫段移到图解$|\Pi_0 - P| = f(t)$的相应纵座标上去，便得：

$V = f(t)$和$x = f(t)$的曲綫（图56）。

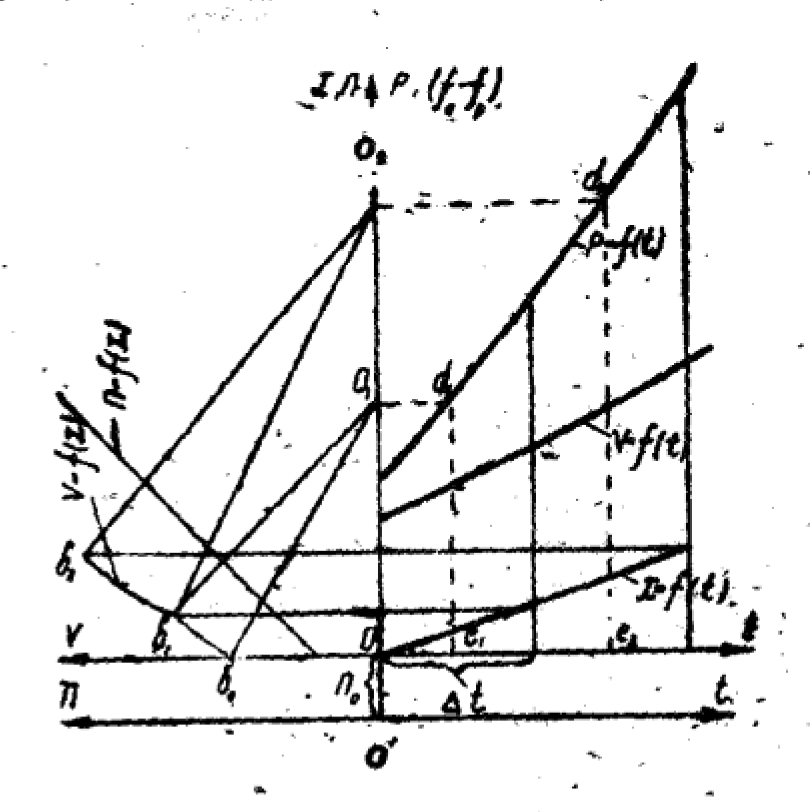


图56　在彈簧力和按任意規律随时間变化的外力作用下，物体运動的图解研究。

将座标原点移到O_1点时，$x = f(t)$的图解同时就是表示$\Pi = f(t)$的图解。因为$\Pi = \Pi_0 + \eta x$。这样$x = f(t)$的图解将以比例α_x代表x值，而以比例α_p代表Π值。

在这个图解中，只要从O'点作一直綫与横座标軸成$\frac{\pi}{4}$的角度，便可得出$\Pi = f(x)$图綫。在这个图綫中，以比例尺α_x讀取座标x，而以比例尺α_p讀取力Π。

由表示座标x和相应的彈簧力$\Pi - \Pi_0$的两綫段相等上来看，图解$\Pi = f(x)$的这种作法是正确的，实际上，

$$\frac{\Pi - \Pi_0}{\alpha_p} = \frac{x}{\alpha_x},$$

因为

$$\alpha_x = \frac{\alpha_p}{\eta},$$

$$\Pi = \Pi_0 + \eta x。$$

这样一来，用图解解析法研究的結果，可得下列各图：

座标原点为O'点的

$$P = f(t),\quad \Pi = f(t);$$

座标原点为O点的

$$|\Pi_0-P| = f(t);\ \Pi-\Pi_0 = f(t);\ x = f(t);$$
$$V = f(t);\ V = f(x)。$$

图57是与弹性系統相联結的非自动武器，在膛内火药气体压力作用时期内的运动的图解。图中所表示的是，在弹性系統的剛度系数不同时武器运动的三种情况。

利用图57所示的图綫，可以詳細研究武器后座时全部基本运动特征量的变化情况，并可以估計弹性系統的剛度对发射时作用在枪座上的最大后座力的影响。

例如，比較一下图57中的各个图解，就可以肯定：在第二方案中，发射对枪座的作用最小；这时，最大的动力作用不超过同一負荷的静力作用。

弹性系統的剛度稍微增大和減小，都能增大发射对枪座的作用，然而，把弹性系統的剛度減小很多的話，当然会減輕发射对枪座的作用。

我們可以类似地研究自动武器的緩冲問題。这时，只是主要負荷（火药气体压力）的作用性质及大小发生变化。

自动武器射击时，緩冲器的工作特点是在无限小的时間內可能有无限大的負荷作用在机匣上，使其动量发生有限的变化。在各种撞击的情况下，就可能产生这种现象。

如随时間而变化的力在有限的时間內作用在物体（此物体与弹簧或任意弹性系統相联接）上，而此时間比該物体的自由振动周期要短得很多，这种現象也可以近似地归結到上述情况中去。

現在我們就研究一下怎样运用图解解析法，来研究与弹簧相联的物体在冲量負荷作用下的运动。

应該記住，冲量对所研究的物体的驟然作用，可使物体的动量发生突然的变化，这种变化，在质量不变时，与速度变化量成正比。

令冲量与相应的动量增量相等，就能够得出求冲量的簡单方法，而且能够应用簡单的图解解析法来研究物体的运动。

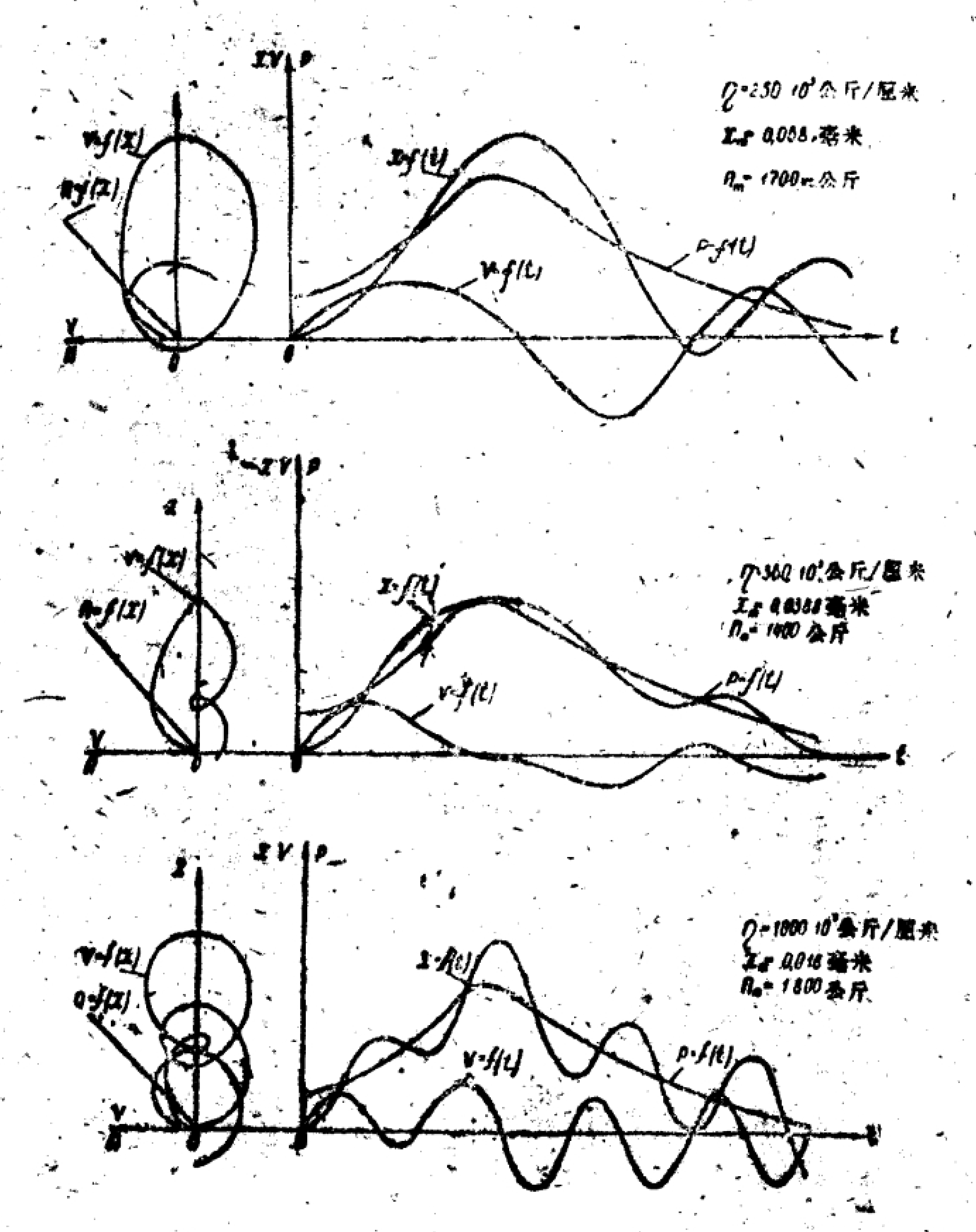


图57 火药气体压力作用在枪膛底部时非自动武器的运动研究。

研究58图的图解时，易于看出：速度的瞬息变化，会使 $V=f(x)$ 的图解发生相应的变化。

图58示出研究与弹簧相连接的物体（在运动过程中受冲量 I 的作用此冲量使该物体的速度瞬时由 V_1 变到 V_2）之运动所必需

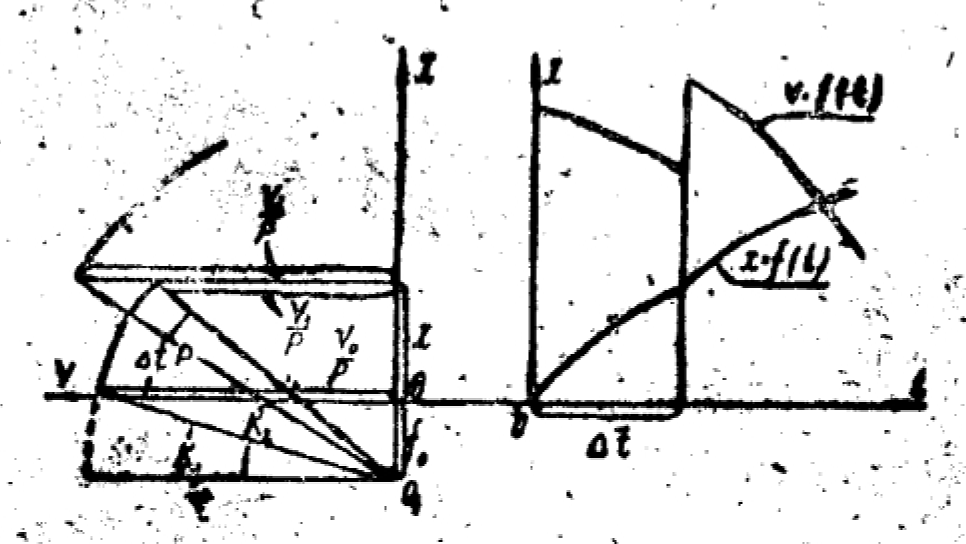


图58 在冲量負荷作用下，与彈簧相联的物体的运动之研究。

的图解。

图 59 是研究与彈簧相連接的物体在另一情况下运动的图解，这时物体受数个冲量 I 和按任意規律 $P=f(t)$ 随时間而平滑地变化的力的作用(图60)。

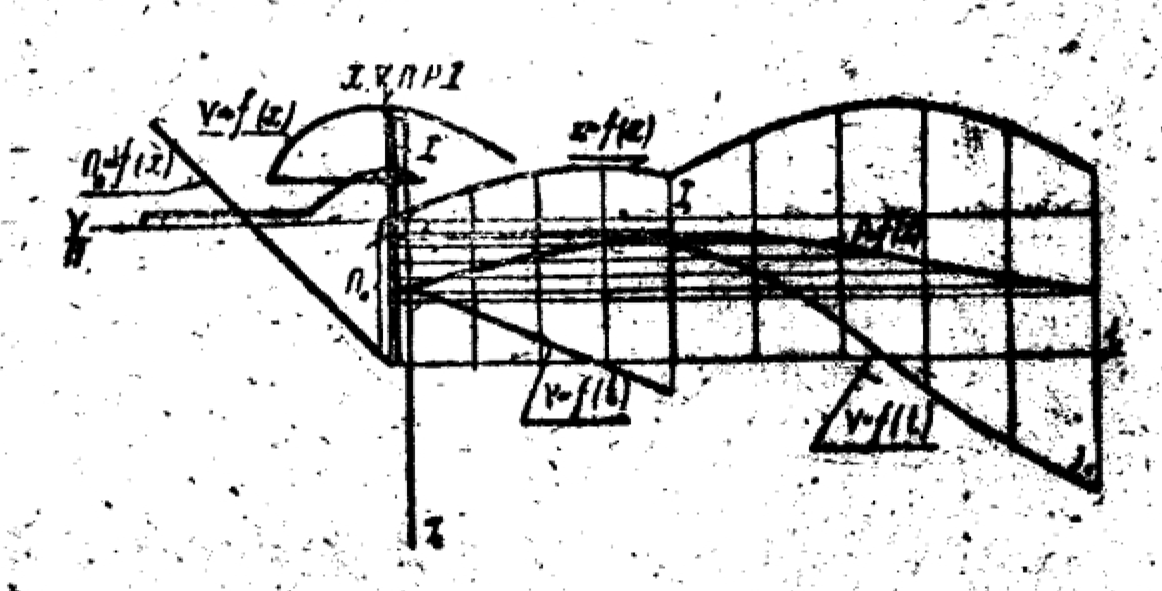


图59. 在数个冲量負荷和随时間平滑变化的力的作用下与彈簧相連接的物体运动的研究。

这些图解，在原則上說明了如何运用图解解析法来研究物体在这种情况下的运动；該物体具有一个自由度，与彈簧或任意彈性系統相連接，并且承受按任意規律隨时間而变化的力（其中包括瞬时力）的作用。

这些图解的繪制，給我們这样一个概念：即研究自动武器的緩冲問題时，可以认为自动机的工作与緩冲器的工作无关，因为

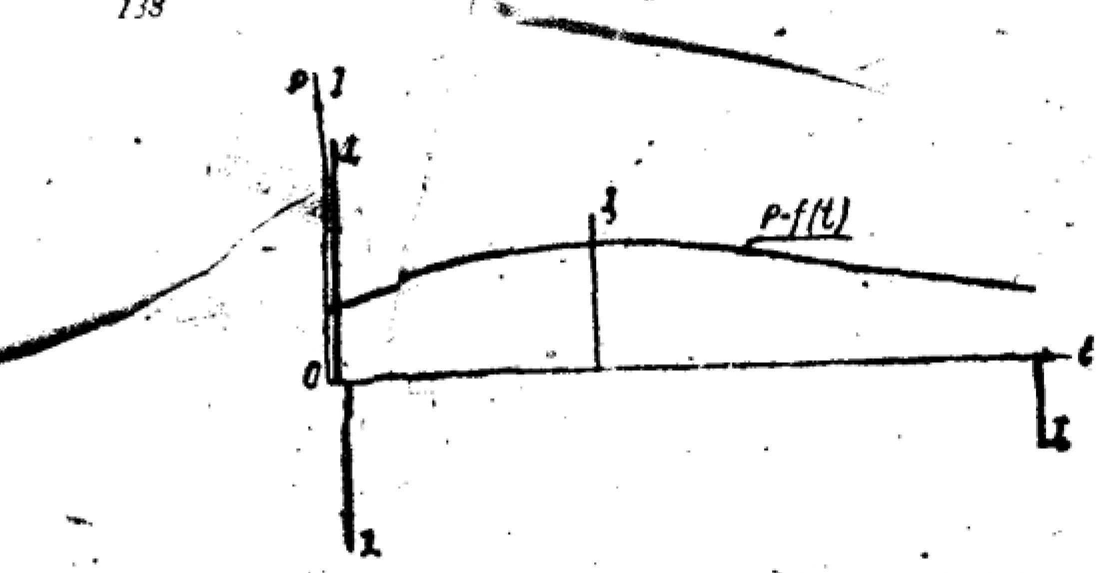


图60 冲量和按任意规律随时間而平滑地变化的力的作用图。

这个問題，几乎常常可以当作机匣在瞬时力和随时間而平滑地变化的力的作用下的直綫平移运动来研究。

在上述結論的推导及图解中，都沒有考慮彈簧变形时的机械能量损失。当研究与彈性系統相联的物体在按任意規律随时間变化的力的作用下的运动时，引入与物体的运动速度成正比的阻力，就可以計算这些机械能量的损失。表示物体在这种情况下运动的微分方程式为：

$$M\ddot{x}+b\dot{x}+\eta(x+f_0)=Q(t)。\tag{52}$$

在 $p>\mu$ 时，此方程式的解为：

$$x=e^{-\mu t}[C_1\cos\omega t+C_2\sin\omega t]$$

$$+\frac{1}{M\omega}\int_0^t Q(\tau)e^{-\mu(t-\tau)}\sin\omega(t-\tau)d\tau。\tag{53}$$

当 $\omega^2=p^2-\mu^2\approx p^2$ 时，經过簡单的整理之后，可得：

$$x=ae^{-\mu t}\sin(pt+k)+\frac{p}{\eta}\int_0^t Q(\tau)e^{-\mu(t-\tau)}\sin p(t-\tau)d\tau。\tag{54}$$

利用（54）式时，必須解定积分

$$\int_0^t Q(\tau)e^{-\mu(t-\tau)}\sin p(t-\tau)d\tau,$$

它只有当 $Q(\tau)$ 为一最簡单的函数时，才可能求解。

如果用阶梯形的规律代替$Q(\tau)$力的平滑变化规律，则在很短的时間間隔Δt_i內，可以視該力为一常數，并可取$f_0' = f_0 + \frac{P_i}{\eta}$之値在每一段时間$\Delta t_i$內为常量。在这种情况下，仍可采用前面研究运动（不考慮与速度成正比的阻力时）的方法。在考慮与速度成正比的阻力时，物体运动的图解解析研究的特点是图解中的矢徑r循比例系數为$e^{-m\pi\frac{\Delta\varphi}{\pi}}$的几何級數而变化（見119頁）。

前面所叙述的，对于与彈簧相联的物体，在按任意規律隨时間变化的力的作用下的运动的研究方法，也可以用来研究在物体上还作用有常量阻力时的运动。在这种情况下，物体的运动微分方程式将为

$$M\ddot{x} + (x + f_0)\eta + R = P_{\circ} \tag{55}$$

这个方程式可以化为

$$M\ddot{x} + (x + f_0')\eta = P, \tag{56}$$

式中
$$f_0' = f_0 + \frac{R}{\eta}。$$

(56)式与作为研究运动的图解解析法的基礎的（34）式，沒有什么原則区别。

在这种情况下，用图解解析法研究物体的運动时，只需改变座标原点的位置，如图42所示，这时要注意常量阻力R的方向与运动物体的速度方向相反。

对于各机构構件的不同运动情况，当運动可以化成圖49所示的方案时，就可以利用上述研究物体在彈簧作用下運动的各种方法来进行研究。应該注意，所研究的方法不仅可以用于研究物体的直綫平移运动，也可以用于物体繞固定軸回轉的情况。在这种情况下，应該用相应的角度值（回轉角φ，角速度ω等等）代替綫性值（座标x，速度V等等）。此外，应当用轉动慣量代替质量，用力矩代替力，并且在决定彈簧剛度时，应当考慮彈簧变形的特点。

§3 自动武器各零件在几根彈簧作用下的運动

在前面所作的探討中，假定质量为M的物体在一根彈簧作用下运动，但是，当有几根彈簧作用在一个物体上时，如果用一根等价彈簧代替这几根彈簧，就可以使用前面求得的关系式。

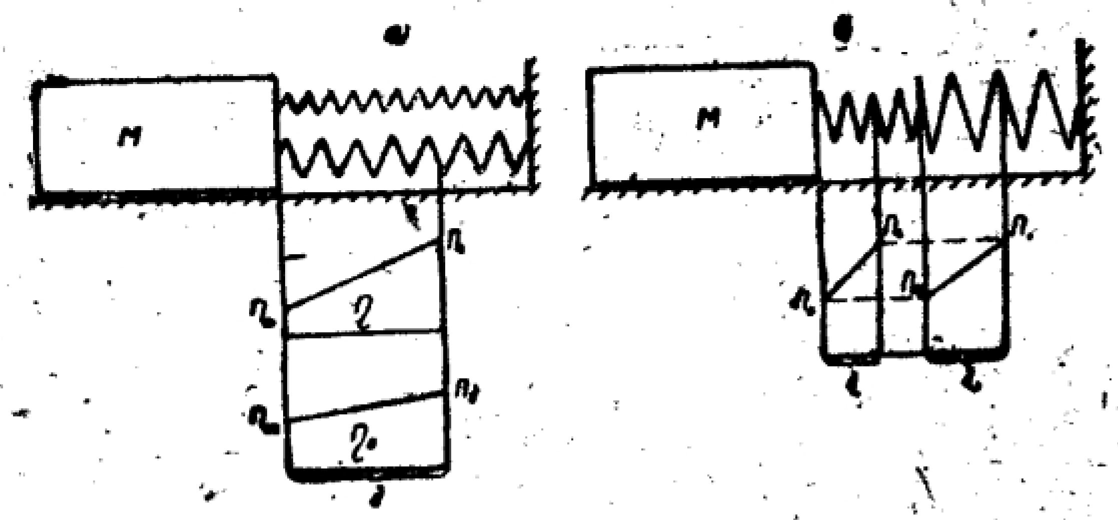


图61 *а*）两根彈簧的并联作用，*б*）两根彈簧的串联作用。

現在我們举例説明用一根等价彈簧代替几根彈簧的方法。

1. 图61，*а* 表示两根彈簧并联作用的略图，在图上还給出了各个彈簧的內力与其压縮量的关系曲綫。

用 Π_{01} 和 Π_{02} 表示这两根彈簧的压縮初內力，用 $\Pi_{\lambda1}$ 和 $\Pi_{\lambda2}$ 表示彈簧在压縮 λ 以后的終內力，等价彈簧的初內力 Π_0 和終內力 Π_λ 的表达式可写为：

$$\Pi_0=\Pi_{01}+\Pi_{02},\quad \Pi_\lambda=\Pi_{\lambda1}+\Pi_{\lambda2}。$$

等价彈簧的剛度可写为：

$$\eta=\frac{\Pi_\lambda-\Pi_0}{\lambda}。$$

将 Π_λ 值和 Π_0 值代入，得

$$\eta=\frac{\Pi_{\lambda1}+\Pi_{\lambda2}-\Pi_{01}-\Pi_{02}}{\lambda},$$

或

$$\eta=\frac{\Pi_{\lambda1}-\Pi_{01}}{\lambda}+\frac{\Pi_{\lambda2}-\Pi_{02}}{\lambda},$$

由此得：

$$\eta=\eta_1+\eta_2,$$

式中 $\eta_1=\dfrac{\Pi_{\lambda1}-\Pi_{01}}{\lambda}$ ——第一根彈簧的剛度；

$\eta_2=\frac{\Pi_{\lambda 2}-\Pi_{02}}{\lambda}$——第二根彈簧的剛度。

根据以上的研究，可以认为：两根（或者数根)彈簧并联时，等价彈簧的压縮內力和剛度相应地等于各彈簧的压縮內力之和及剛度之和。

2. 图61，б 表示两根彈簧串联作用的略图，在图上还給出各个彈簧的內力与其压縮量的关系曲綫。在这种情况下，彈簧工作的特点是两根彈簧在任意瞬間的压縮內力都相同（不考虑彈簧圈的振动)，而其压縮长度則各异。利用图61，б 中的图解，可以写出等价彈簧的剛度和各个彈簧的剛度的表达式：

$$\eta=\frac{\Pi_\lambda-\Pi_0}{\lambda_1+\lambda_2};\quad \eta_1=\frac{\Pi_\lambda-\Pi_0}{\lambda_1};\quad \eta_2=\frac{\Pi_\lambda-\Pi_0}{\lambda_2},$$

式中　λ_1 和 λ_2——各彈簧的工作压縮量。

利用上述表达式，可得

$$\frac{1}{\eta}=\frac{1}{\eta_1}+\frac{1}{\eta_2}。$$

在这种情况下，各单个彈簧和等价彈簧的預压內力相等。

根据以上的研究，可以认为：两根（或者数根）彈簧串联时，等价彈簧的剛度的倒数等于各彈簧剛度倒数之和，其压縮內力則与个別彈簧的压縮內力相等。将几根彈簧的并联和串联作不同的組合，可以得到各种不同的等价彈簧的內力变化规律。例如，将几根彈簧的并联和串联結合起来，就可以使他們同时担当起复进簧和緩冲簧的工作。

现在我們来研究一下MG-42 机枪的枪管复进簧的构造。在这个机枪上，枪管复进簧由安装在专門套筒內的四根彈簧組成，并装有几个垫圈和彈簧导杆。在枪管后座初期，彈簧通过导杆头部相互抵住，构成串联形式(图62，a）。

此时，等价彈簧的預压內力及其剛度决定于下列表达式：

$$\Pi_0=\Pi_{01},$$

$$\frac{1}{\eta}=\frac{1}{\eta_1}+\frac{1}{\eta_1}+\frac{1}{\eta_1}+\frac{1}{\eta_1}=\frac{4}{\eta_1},$$

式中　Π_{01}——一根彈簧的預压內力；

η_1———一根彈簧的剛度。

彈簧稍为压縮之后，彈簧垫圈就抵在套筒凸緣上，这时，在后面的彈簧导杆以其端部頂住前面彈簧导杆的头部，以傳遞彈簧的內力(图62 б)，于是全部彈簧就成并联。

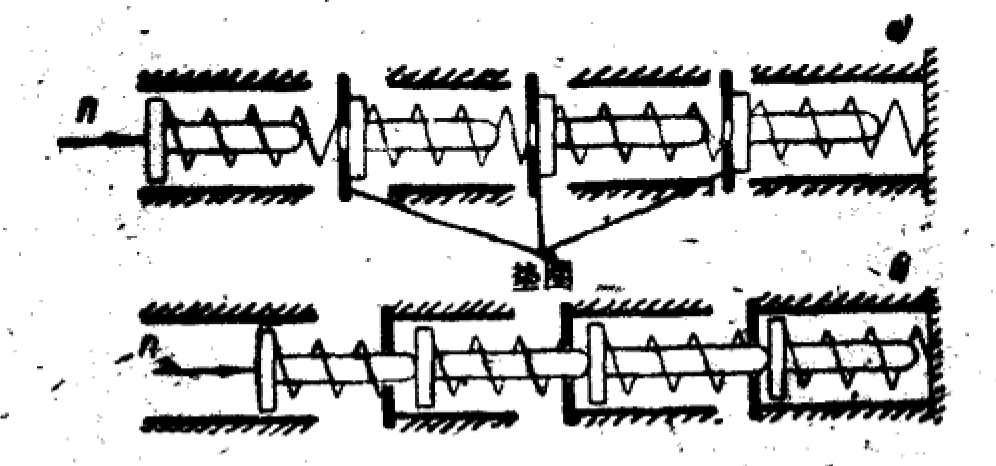


图62 а) MG-42机枪枪管复进簧串联情况，б) 并联情况。

若以 Π'_{01} 表示在彈簧开始构成并联时各个彈簧的压縮內力，这时等价彈簧的压縮內力应为

$$\Pi'_0 = 4\Pi'_{01},$$

其剛度应为 $\eta = 4\eta_1$。

例如，如果一个彈簧的剛度为 $\eta_1 = 12$ 公斤/厘米預压內力为 $\Pi_{01} = 12$ 公斤，那么在第一段上（各彈簧串联工作时）等价彈簧的預压內力和剛度将为

$$\eta = \frac{1}{4}\eta_1 = \frac{12}{4} = 3\ \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}},$$

$$\Pi_0 = \Pi_{01} = 12\ \text{公斤}。$$

如果在第二段开始时（各彈簧开始并联工作时），一根彈簧的压縮內力为 $\Pi'_{01} = 15$ 公斤，其等价彈簧的压縮內力将为：

$$\Pi'_0 = 4\Pi'_{01} = 4 \times 15 = 60\ \text{公斤}。$$

等价彈簧的剛度为（各彈簧并联工

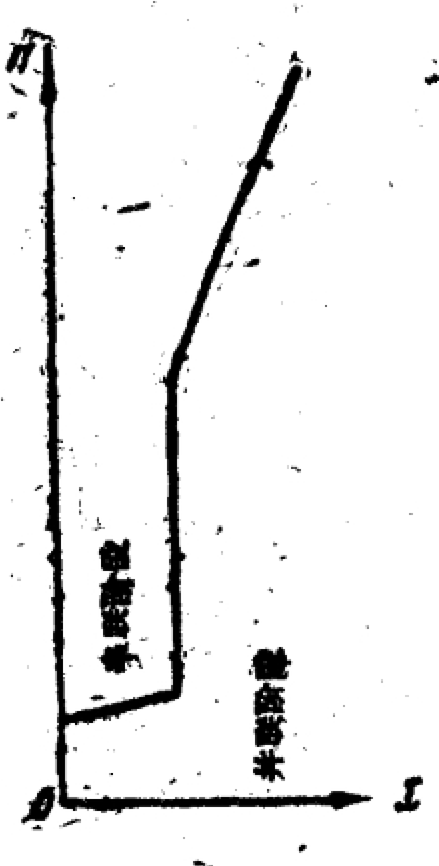


图63 MG-42机枪枪管彈簧的內力变化图。

作时）

$$\eta = 4\eta_1 = 4 \times 12 = 48 \frac{\text{公斤}}{\text{厘米}}。$$

因此，在有四根彈簧的情况下，由各彈簧的串联轉为并联以后，等价彈簧的剛度增加到16倍，这时，这些彈簧实际上开始起緩冲器的作用。

图63表示本例中等价彈簧的內力与压縮量的关系。

§4 彈簧圈振动的計算

在前面，我們把自动机各部分在彈簧作用下的运动，簡化为与彈簧相联的物体的直綫平移运动来研究。一开始我們就說明了計算彈簧本身运动的方法，这个方法是以各彈簧圈的速度按綫性規律而变化的假設为基础的。

实际上，彈簧在动力条件下变形时，要发生彈簧圈的纵向振动，因此，彈簧圈的速度沿彈簧长度上随时間而变化的規律是极为复杂的。

彈簧圈的振动对与彈簧相联的物体的运动和彈簧本身的寿命都有一定影响。由于彈簧在动力条件下变形时，其个别部分可能压縮至各圈互相接触，因此要和彈簧在靜力条件下变形时一样，保証各彈簧圈之間有保障間隙。

目前有許多研究彈簧圈振动的著作，这些著作研究該問題的一般解法●，也研究自动武器中各种彈簧工作的某些个別問題的解法●。

根据这些著作可以确定：在所有情况下，彈簧圈的振动对自动机活动部分运动的影响都是极其微小的。所以，对任何工程計算，在求自动机各部分的运动特征量时，毋需注意彈簧圈的振动，

● A. H. Крылов 論若干数学物理微分方程 1933；
С. П. Тимошенко 工程振动原理 1932。

● A. A. Благонравов 自动武器設計原理 1940；
Э. A. Горов 自动武器各机构分析綜合若干問題 1946；
B. C. Пугачев 和 И. И. Борович 关于自动武器緩冲簧的工作。

而只用近似法計算彈簧圈的运动。

但是，并不能說彈簧圈在彈簧动力变形的条件下的振动没有什么意义。

前面已經指出，彈簧圈在彈簧工作时的振动可能使各簧圈互相接触，因而引起很大的应力，并使彈簧的使用期限縮短。

下面来研究彈簧在动力条件下变形时彈簧圈振动的图解解析法。为此，設有这样一根彈簧，其一端固定不动，另一端与质量为M的、作直綫平移运动的物体相联(如图64)。由于彈簧圈振动的影响极小，求物体在彈簧作用下的运动規律时，可以不必考虑彈簧圈的振动，而且物体的这种运动規律我們早已知道。

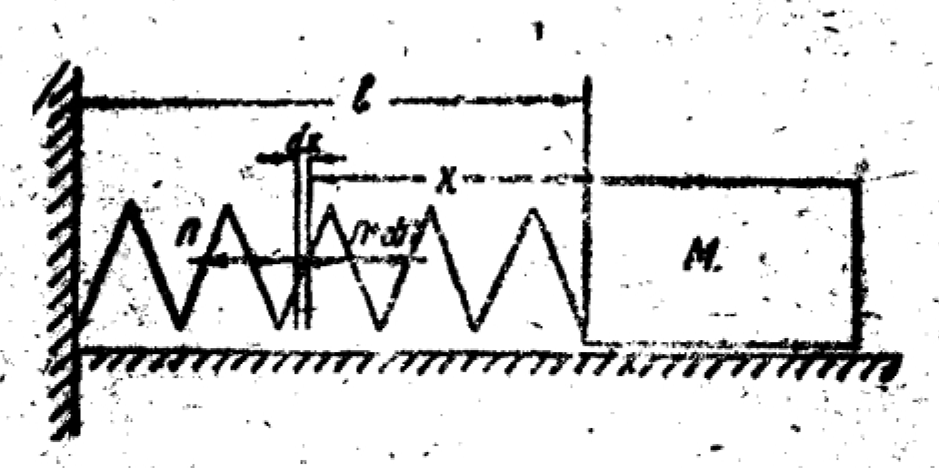


图64 研究彈簧圈振动的略图。

如果把彈簧看作是质量均匀分布的匀质杆件，其质量等于彈簧的质量，其剛度等于彈簧的剛度，在忽略重力的作用时，对彈簧的每一单元长度，可以写出下列运动方程式：

$$\mu dx\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=d\Pi, \tag{57}$$

式中 μ——彈簧单位长度的质量；

x——彈簧的任一横断面在起始运动时的座标；

u——彈簧的任一横断面，对其决定于座标 x 的起始位置的纵向位移；

$d\Pi$——加于座标为 x 的单元彈簧 dx 上的外力之合力。

根据整个彈簧的彈性与其各个单元的彈性相等的条件（即相对变形相等的条件），可以写出 $d\Pi$ 的表达式：

$$\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{l_0-l}{l_0}, \tag{58}$$

式中 l——弹簧在Π力作用下压缩时的长度；

l_0——弹簧的自由长度。

将弹簧单位长度的刚度

$$\eta_1=\frac{l_0\Pi}{l_0-l}$$

代入（58）式中得：

$$\Pi=\eta_1\frac{\partial u}{\partial x},$$

由此得：

$$d\Pi=\eta_1\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}dx。$$

将所得的$d\Pi$的表达式代入（57）式，得

$$\mu dx\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=\eta_1\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}dx$$

或

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=a^2\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \tag{59}$$

式中

$$a^2=\frac{\eta_1}{\mu}。$$

（59）式是众所周知的波动方程式。

达兰贝尔給出此方程式的通解为

$$u=f\left(t-\frac{x}{a}\right)+F\left(t+\frac{x}{a}\right),$$

式中 f和F——所含变量的任意函数。

函数f和F由起始条件和边界条件决定。

对于所研究的运动情况，起始条件是在运动开始时弹簧处于静止的松弛状态$\left(\text{即当 } t=0\text{ 时，} u=0, \frac{\partial u}{\partial t}=0\right)$；边界条件是弹簧一端固定不动，而另一端按給定的規律移动（当$x=0$时，$u=\varphi(t)$，而$x=l$时$u=0$）。

利用这些条件，首先消去函数F。为此，我們对u的表达式取边界条件，当$x=0$时取$u=\varphi(t)$，得：

$$f(t)+F(t)=\varphi(t)。$$

由此可求出：$F(t)=\varphi(t)-f(t)$。

在时間 t 为大于零的任意值时，此等式都能成立，因此当

$$t+\frac{x}{a}>0$$

时，此等式可以写为

$$F\left(t+\frac{x}{a}\right)=\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)-f\left(t+\frac{x}{a}\right)。$$

将函数 $F\left(t+\frac{x}{a}\right)$ 的上一表达式代入 u 的表达式中，得

$$u=f\left(t-\frac{x}{a}\right)-f\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)。\qquad (60)$$

現在的問題是要用函数 φ 来表示函数 f。

为此，我們对(60)式取起始条件，当 $t=0$ 时取 $u=0$，得

$$f\left(-\frac{x}{a}\right)-f\left(\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(\frac{x}{a}\right)=0。\qquad (61)$$

当 $0\leqslant x\leqslant l$ 时或 $0\leqslant\frac{x}{a}\leqslant\frac{l}{a}$ 时，此等式都能成立。

当

$$0\leqslant\psi\leqslant\frac{l}{a}$$

时，(61)式可以写成一般的形式：

$$f(-\psi)-f(\psi)+\varphi(\psi)=0。$$

如果取 u 量对时間的偏导数，則得

$$\frac{\partial u}{\partial t}=f'\left(t-\frac{x}{a}\right)-f'\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}\right)。$$

对此式取起始条件，即当 $t=0$ 时取 $\frac{\partial u}{\partial t}=0$，可得：

$$f'\left(-\frac{x}{a}\right)-f'\left(\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(\frac{x}{a}\right)=0$$

或者当

$$0\leqslant\psi\leqslant\frac{l}{a}$$

时，写为

$$f'(-\psi)-f'(\psi)+\varphi'(\psi)=0。\qquad (62)$$

前面曾求得表达式：

$$f(-\psi)-f(\psi)+\varphi(\psi)=0。$$

微分后，可得

$$-f'(-\psi)-f'(\psi)+\varphi'(\psi)=0。$$

由此式中减去（62）式，在

$$0\leqslant\psi\leqslant\frac{l}{a}$$

时，得：

$$-2f'(-\psi)=0$$

或
$$f'(-\psi)=0。$$

因而，
$$f(-\psi)=C,$$

式中C是一常数。

前面曾求得表达式

$$f(-\psi)-f(\psi)+\varphi(\psi)=0。$$

将函数值$f(-\psi)=C$代入，可得

$$f(\psi)=\varphi(\psi)+C。$$

在
$$0\leqslant\psi\leqslant\frac{x}{a}$$

时，取
$$\psi=t+\frac{x}{a}$$

和
$$\psi=t-\frac{x}{a},$$

可得：

$$f\left(t+\frac{x}{a}\right)=\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)+C,$$

$$f\left(t-\frac{x}{a}\right)=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)+C。$$

将所得的$f\left(t+\frac{x}{a}\right)$和$f\left(t-\frac{x}{a}\right)$的表达式代入（60）式中，当

$$0\leqslant t-\frac{x}{a}\leqslant\frac{l}{a}\tag{63}$$

时，可得

$$u=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)$$

或者当取

$$0 \leqslant \psi \leqslant \frac{l}{a}$$

时，写为 $u = \varphi(\psi)$。

u 的最后表达式并不包含常数 C，所以取 $C = 0$ 也不致破坏結論的普遍性。因此，这时可得：

$$f(-\psi) = 0。$$

为了得出当函数 ψ 在 $0 \leqslant \psi \leqslant \frac{l}{a}$ 的极限内变化时 u 量的表达式，必須查明在 $\psi \geqslant \frac{l}{a}$ 时的函数 $f(\psi)$。

为此，必須利用第二个边界条件，即当 $x = l$ 时 $u = 0$ 的条件。

利用 u 的表达式

$$u = f\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{a}\right),$$

当 $x = l$ 时，得

$$f\left(t - \frac{l}{a}\right) - f\left(t + \frac{l}{a}\right) + \varphi\left(t + \frac{l}{a}\right) = 0。$$

在此表达式中令 $t + \frac{x}{a} = \psi$，則得

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。\tag{64}$$

可以利用此表达式来求 $\psi \geqslant \frac{l}{a}$ 时的函数 $f(\psi)$。

当 $0 \leqslant \psi \leqslant \frac{2l}{a}$ 时，函数 $f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) = 0$。

因此，函数 $f(\psi)$ 的表达式变为：

$$f(\psi) = \varphi(\psi)。$$

当取 $\frac{2l}{a} \leqslant \psi \leqslant \frac{4l}{a}$ 时，将有 $0 \leqslant \psi - \frac{2l}{a} \leqslant \frac{2l}{a}$，因此，

$$f\left(\psi - \frac{2l}{a}\right) = \varphi\left(\psi - \frac{2l}{d}\right)。$$

所以，当 $\frac{2l}{a} \leqslant \psi \leqslant \frac{4l}{a}$ 时，

$$f(\psi) = \varphi(\psi) + \varphi\left(\psi - \frac{2l}{a}\right)。$$

当取$\frac{4l}{a}\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}$时，将有$\frac{2l}{a}\leqslant\psi-\frac{2l}{a}\leqslant\frac{4l}{a}$。

因而，

$$f\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)=\varphi\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)+\varphi\left(\psi-\frac{4l}{a}\right)。$$

所以，当$\frac{4l}{a}\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}$时，

$$f(\psi)=\varphi(\psi)+\varphi\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)+\varphi\left(\psi-\frac{4l}{a}\right)。\quad(65)$$

利用类似的方法，可以得出当ψ量在任意极限内变化时，函数$f(\psi)$的表达式。

应当指出，当ψ值在$0\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}$的界限内变化时，函数$f(\psi)$的上述表达式都可以利用，但是当$\psi$值不大，因而在括弧内形成負值的各项，应该捨去。例如，当$0\leqslant\psi\leqslant\frac{4l}{a}$时，差数$\psi-\frac{4l}{a}\leqslant0$，在这种情况下，（65）式的最后一项应当去掉，于是得：

$$f(\psi)=\varphi(\psi)+\varphi\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)。$$

利用（65）式，将$f(\psi)$的相应值代入

$$u=f\left(t-\frac{x}{a}\right)-f\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)$$

中，可得u的表达式。

取$\psi=t-\frac{x}{a}$和$\psi=t+\frac{x}{a}$，根据（65）式可求出：

$$f\left(t-\frac{x}{a}\right)=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$+\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right);$$

$$f\left(t+\frac{x}{a}\right)=\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$+\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)。$$

将函数$f\left(t-\frac{x}{a}\right)$和$f\left(t+\frac{x}{a}\right)$的公式代入$u$的公式中，可得

$$u=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)-\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)+\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$-\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)+\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)。$$

利用此式可以求得彈簧上任一横断面的速度$\frac{\partial u}{\partial t}$和相对变形$\frac{\partial u}{\partial x}$的公式:

$$\frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)-\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$-\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right);$$
$$-\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{a}\left[\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)\right.$$
$$+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)$$
$$\left.+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)\right]。$$

所得的公式適用于函数ψ在$\frac{4l}{a}\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}$的界限內变化的情况，其中$\psi=t+\frac{x}{a}$和$\psi=t-\frac{x}{a}$。

但是，根据以上的意見，所得的这个表达式同样適用于函数在$0\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}$界限內变化的情况。

利用这些表达式，易于得出:

1）$0\leqslant\psi\leqslant\frac{2l}{a}$时，

$$u=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right);$$
$$\frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right);$$
$$-\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{a}\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right),$$

2）$\frac{2l}{a}\leqslant\psi\leqslant\frac{4l}{a}$时，

$$u=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)-\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right);$$
$$\frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)-\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right);$$
$$-\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{a}\left[\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)\right],$$

余依此类推。

分析 u 在 $0 \leqslant \psi \leqslant \frac{2l}{a}$ 时的公式，可以得出这样一个結論：由座标 x 所确定的彈簧断面在 $t=\frac{x}{a}$ 以前是停止不动的，因为在这以前决定函数 $\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)$ 的 $t-\frac{x}{a}$ 值是負的。

u 在 $0 \leqslant \psi \leqslant \frac{2l}{a}$ 时的公式表明：彈簧上所有断面在經过 $\frac{x}{a}$ 的时間以后，都重复着彈簧末端（$x=0$）的运动，而且这种运动以速度 a 在彈簧上傳播着。变形波也以速度 a 在彈簧上傳播。u 在 $\frac{2l}{a} \leqslant \psi \leqslant \frac{4l}{a}$ 时的公式表明：当时間 $t>\frac{2l-x}{a}$ 时，座标为 x 的彈簧横断面的运动与反射变形波相重迭，因此对横断面的位移要加上反射变形波所产生的位移。

上面所討論的是关于速度和相对变形的問題。

根据彈簧上每一横断面的这种运动特性，能够制定一个非常簡单的图解法，来研究各个簧圈的运动。

为了利用图解法来研究簧圈的运动，就必須知道变形波从彈簧的一端朝一个方向傳播到另一端所需的时間。

此时間可用下式求出：

$$t_1=\frac{l_0}{a},$$

式中 l_0——自由狀态时的彈簧长度；

a——变形波沿彈簧向一个方向傳播的速度。

前面曾确定

$$a^2=\frac{\mu}{\eta_1},$$

式中 μ——彈簧单位长度的质量；

η_1——彈簧单位长度的剛度。

将 a 的这个表达式代入 t_1 的公式中，则得

$$t_1=l_0\sqrt{\frac{\eta_1}{\mu}}。$$

把彈簧总的剛度$\left(\eta=\frac{\eta_1}{l_0}\right)$和总的质量（$m=\mu l_0$）代入上式，得：

$$t_1=\sqrt{\frac{\eta}{m}}。$$

对于金屬絲的断面为圓形的圓柱螺旋彈簧而言，时間 t 可用彈簧的尺寸表示。

实际上，对于金屬絲的断面为圓形的圓柱形螺旋彈簧，可以取

$$m=\frac{\pi d^2}{4}\frac{2\pi rn\delta}{g};$$

$$\eta=\frac{Gd^4}{64nr^3},$$

式中 d——彈簧金屬絲的直徑；

r——彈簧的平均半徑；

n——彈簧圈的数量；

δ——彈簧材料的比重；

G——第二彈性系数(譯注：或称抗切彈性系数)。

将 m 和 η 值代入 t_1 的公式中，对鋼质彈簧可得：

$$t_1=\frac{r^2n}{18000\,d}(秒)。$$

在利用此式时，r 和 d 应当以厘米为单位。

例如，$r=1$ 厘米；$n=18$ 和 $d=0.1$ 厘米时，得

$$t_1=0.01秒。$$

为了用图解法研究彈簧圈的运动，必須作一长方形，令其高度等于彈簧在伸張状态时的长度 l_0，其底边等于几个表示时間 t_1 的綫段，时間比例尺为 $\alpha_{t\delta}$。

其次，必須画一曲綫来表示彈簧末端（$x=0$）的位移与时間的函数关系 $s=u=\varphi(t)$（图65表示彈簧压縮的情况），并且画若干直的斜綫来表示变形波的行程与时間的函数关系。

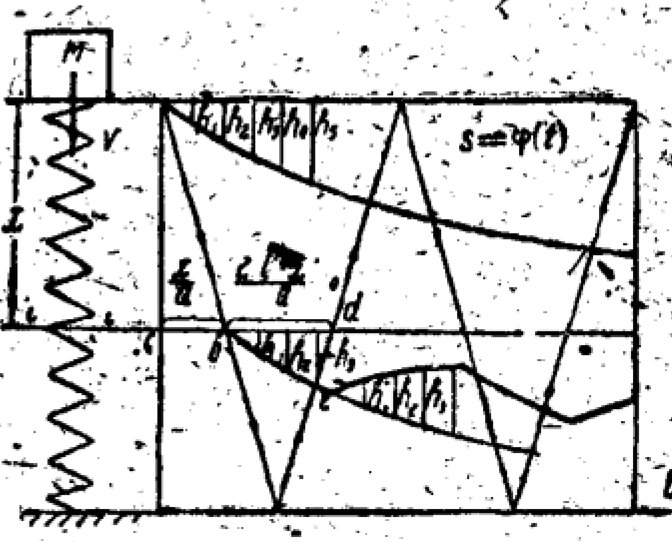


图65 彈簧圈振动的图解。

为了研究座标为 x 的任

一弹簧横断面（例如，i —— i ）的运动，必须通过此横断面画一水平綫，并且过此綫与第一条表示变形波行程的斜綫的交点（b 点）作 $s=\varphi(t)$ 曲綫。

这时，綫段 cb 以比例 α_t 表示时間 $t_0=\frac{x}{a}$，在弹簧末端（$x=0$）开始运动以后的这段时間內，弹簧的这个横断面处于靜止状态，由 b 点作出的曲綫 $s=\varphi(t)$ 将表明此横断面的位移，直到由弹簧末端（$x=l$）傳来的反射变形波影响其位移时为止。这样作图时，横断面 i —— i 由时間 $t_0=\frac{x}{a}$ 瞬間起重复着弹簧末端（$x=0$）的位移。图中的綫段 cd 代表一段时間，經过这段时間之后，反射变形波将作用在所研究的这个弹簧横断面上。由于此反射变形波的作用，該横断面的位移应取为它原有位移与因反射变形波而产生的位移之代数和。为了求出这个横断面在反射变形波的作用下的总位移，必須由 l 点开始作出在纵座标方向上离曲綫 $s=\varphi(t)$ 的距离为 h_1，h_2，h_3……的曲綫，如图 65 所示。

每当反射变形波由弹簧的两端傳到所研究的横断面时，都要重复类似的作图。这样作图的結果，就可以得出弹簧上座标为 x 的横断面的位移与时間的关系曲綫（此曲綫見 65 图）。

用同样的方法，可以作出几个具有不同座标 x 的弹簧横断面的位移曲綫，并且可以根据这些曲綫来判断各段弹簧压縮到簧圈相接触的可能性。

图 66 中有几条表示弹簧上不同横断面的位移的曲綫，同时，在画有斜綫的一段上，弹簧可能发生最大的变形，以致压縮各簧圈使之相接触。

必要时，完全可以类似地作出弹簧各横断面的速度变化曲綫和相对变形曲綫。

研究弹簧圈运动的图解法，无論在弹簧压縮时或伸張时，都可使用。而且在开始运动时，弹簧也可以有一些預压。在弹簧有預压的情况下，当利用前面导出的公式求相对变形时，必須考慮弹簧在开始运动前的相对变形。

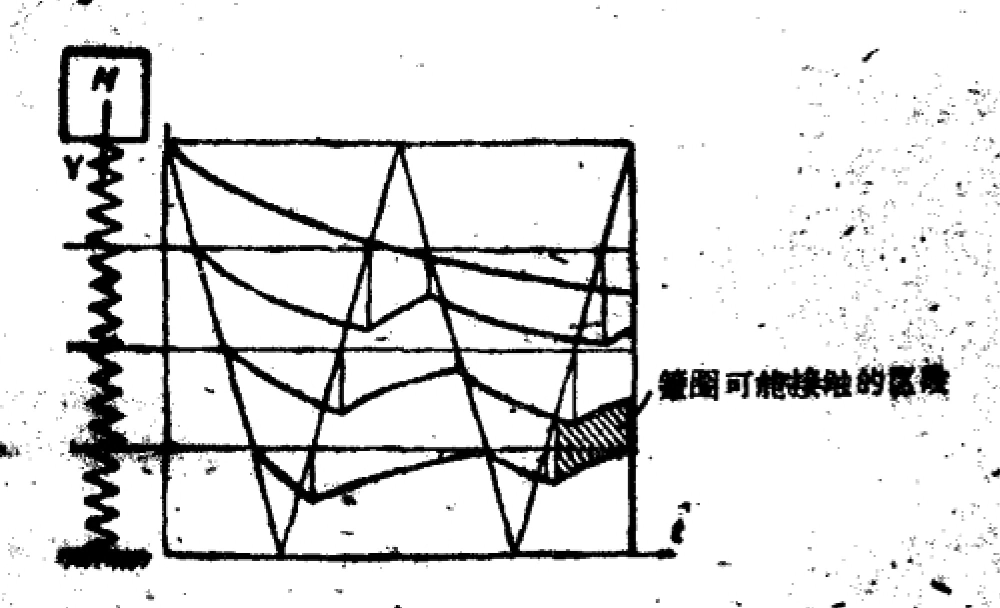


图66．数个弹簧圈的振动图形。

图解法也可以用来研究弹簧圈在其他边界条件下的运动。

例如，在静止状态时自由伸張的弹簧，使其一端按规定的规律运动时，其簧圈的运动也可以用图解法予以研究。

在这种情况下，边界条件为 $x=l$ 时有：

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0,$$

因此在这种情况下，当弹簧运动时，各部分对其自由端的相对变形应当等于零。

前面曾求得表达式：

$$u=f\left(t-\frac{x}{a}\right)-f\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right)。$$

由此可求出

$$\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{a}\left[-f'\left(t-\frac{x}{a}\right)-f'\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}\right)\right]。$$

当 $x=l$ 时，取此式等于零，则得

$$-f'\left(t-\frac{l}{a}\right)-f'\left(t+\frac{l}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{l}{a}\right)=0。\tag{66}$$

积分后可得

$$f\left(t-\frac{l}{a}\right)+f\left(t+\frac{l}{a}\right)-\varphi\left(t+\frac{l}{a}\right)=C,\tag{67}$$

式中 C 是任意常数。

当 $t=0$ 时，

$$f\left(-\frac{l}{a}\right)+f\left(\frac{l}{a}\right)-\varphi\left(\frac{l}{a}\right)=C。$$

但当 $0\leqslant\frac{x}{a}\leqslant\frac{l}{a}$ 时，函数 $f\left(-\frac{l}{a}\right)=0$，函数

$$f\left(\frac{l}{a}\right)=\varphi\left(\frac{l}{a}\right)。$$

因此

$$C=0。$$

所以 (67) 式可写为:

$$f\left(t+\frac{l}{a}\right)=\varphi\left(t+\frac{l}{a}\right)-f\left(t-\frac{l}{a}\right)。\tag{68}$$

和前面一样，引用新的变数 $\psi=t+\frac{l}{a}$，得

$$f(\psi)=\varphi(\psi)-f\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)。\tag{69}$$

将此式与前面求得的 $f(\psi)$ 的表达式

$$f(\psi)=\varphi(\psi)+f\left(\psi-\frac{2l}{a}\right)$$

相比较，就可看出，在它們之間只是第二項的符号不同。

利用 (69) 式和表達式

$$u=f\left(t-\frac{x}{a}\right)-f\left(t+\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}\right),$$

可得出自由彈簧的任一橫断面的位移的表达式为

$$\left(0\leqslant\psi\leqslant\frac{6l}{a}\text{时}\right);$$

$$u=\varphi\left(t-\frac{x}{a}\right)+\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)-\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$-\varphi\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)+\varphi\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)。$$

对于所研究的彈簧运动情况，速度 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和相对变形 $\frac{\partial u}{\partial x}$ 的表达式可相应地写为:

$$\frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)-\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)$$
$$-\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right),$$

$$-\frac{\partial u}{\partial x}=-\frac{1}{a}\left[\varphi'\left(t-\frac{x}{a}\right)-\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)\right.$$

$$-\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{2l}{a}\right)+\varphi'\left(t+\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)$$

$$+\varphi'\left(t-\frac{x}{a}-\frac{4l}{a}\right)\Big]。$$

在这种情况下，彈簧上各个簧圈的位移曲綫如图 67 所示。

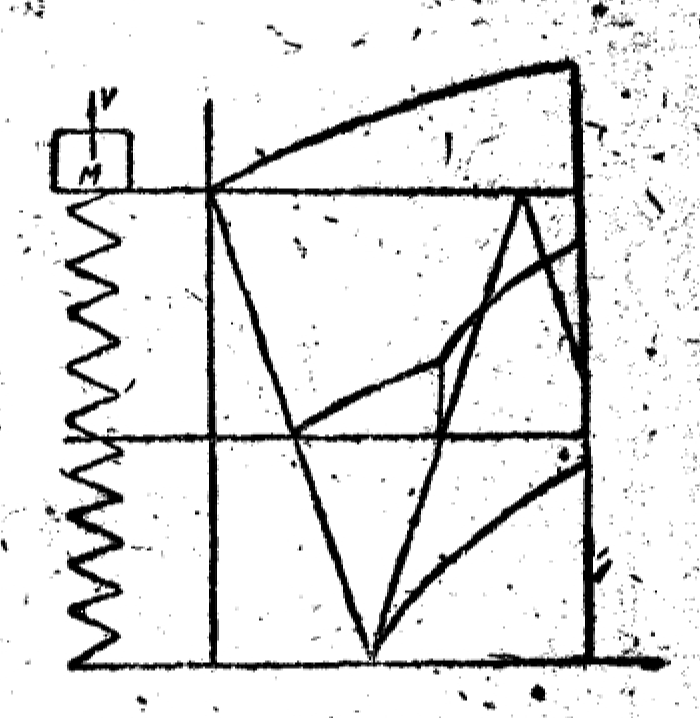


图67 一端活动的彈簧圈之振动。

§5. 自动武器中零件組在彈簧作用下的运动

現在我們来研究具有两个自由度的自动机各活动部分的运动（图68），并証明用图解解析法来研究这种运动的可能性。这个問題是很有意义的，因为图 68 所示的运动情况，在自动武器内的应用很广泛。

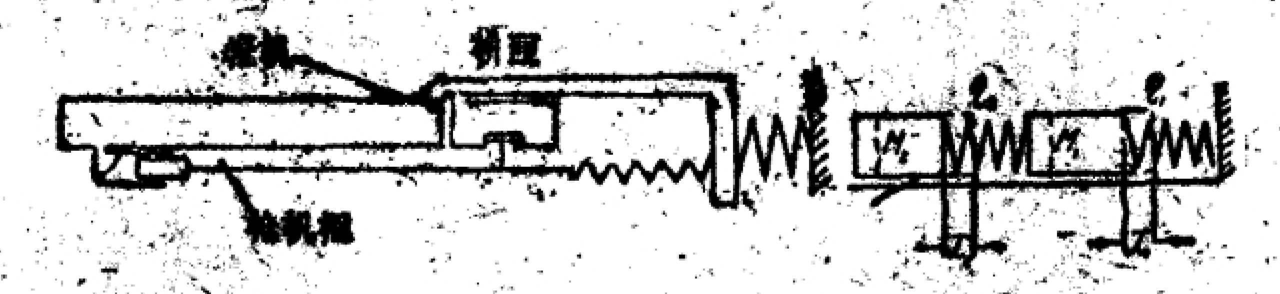


图68 在彈簧作用下，自动武器各零件組的运动略图。

具有緩冲器的自动武器的运动，枪机框的立柱附有緩冲装置（譯注：如勃然式輕机枪中枪机框内的緩冲装置）时，枪机和枪机框的运动，以及武器或其各部分的其他运动形式，都遵循图68所

示的方案。

我們首先假設，运动系統只受弹簧力的作用，而不受隨时間变化（按任意規律）的力的作用，摩擦力也暫不計算。

为了求得运动系統在这种情况下的微分方程式，我們利用第二类拉格兰日方程

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}}\right)-\frac{\partial L}{\partial q}=0,$$

式中 L——运动势，它等于运动系統的动能 T 与势能 U 之差

$$L=T-U;$$

q——广义座标；

t——时間。

所研究的运动系統的动能和势能可以写为：

$$T=\frac{1}{2}\left[M_1\dot{X}_1^2+M_2\dot{X}_2^2\right]$$

和
$$U=\frac{1}{2}\left[\eta_1(x_1+f_1)^2+\eta_2(x_2+f_2-x_1)^2\right],$$

式中 x_1 和 x_2——质量 M_1 和 M_2 的座标（图68）；

f_1 和 f_2——彈簧預压量；

η_1 和 η_2——彈簧剛度；

M_1 和 M_2——运动物体的质量。

势能的表达式可写为：

$$U=\frac{1}{2}\left[\eta_1(x_1+f_1)^2+\eta_2(x_2+f_2-x_1-f_1+f_1)^2\right]。$$

为了簡化以后的研究，我們轉換新的座标

$$y=x_1+f_1,$$

$$z=x_2+f_2+f_1。$$

引入新座标后，势能和动能的表达式就可写为：

$$U=\frac{1}{2}\left[\eta_1y^2+\eta_2(z-y)^2\right]=\frac{1}{2}\left[y^2(\eta_1+\eta_2)+\eta_2z^2-2\eta_2zy\right],$$

$$T=\frac{1}{2}\left[M_1\dot{y}^2+M_2\dot{z}^2\right]。$$

这时，运动势的表达式为：

$$L=\frac{1}{2}[M_1\dot{y}^2+M_2\dot{z}^2-(\eta_1+\eta_2)y^2-\eta_2z^2+2\eta_3zy]。$$

利用这些表达式，可得

$$\frac{\partial L}{\partial y}=-(\eta_1+\eta_2)y+\eta_2z;$$

$$\frac{\partial L}{\partial\dot{y}}=M_1\dot{y};$$

$$\frac{\partial L}{\partial z}=-\eta_3z+\eta_3y;$$

$$\frac{\partial L}{\partial\dot{z}}=M_2\dot{z}\ 。$$

因此

$$\left.\begin{aligned}\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{y}}\right)-\frac{\partial L}{\partial y}=M_1\ddot{y}+(\eta_1+\eta_2)y-\eta_2z=0,\\ \frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{z}}\right)-\frac{\partial L}{\partial z}=M_2\ddot{z}+\eta_2z-\eta_3y=0。\end{aligned}\right\}\quad(70)$$

将座标轉換为遵循下列条件的主座标 Θ_1 和 Θ_2 时，解此联立方程式的工作将大为简化:

$$y=\Theta_1+\Theta_2,\quad z=\alpha_1\Theta_1+\alpha_2\Theta_2,$$

式中 α_1和 α_2——常量系数。

将主座标代入运动势的表达式中，则得

$$L=\frac{1}{2}[\dot{\Theta}_1^2(M_1+M_2\alpha_1^2)+\dot{\Theta}_2^2(M_1+M_2\alpha_2^2)$$

$$+2\dot{\Theta}_1\dot{\Theta}_2(M_2+M_2\alpha_1\alpha_2)-\Theta_1^2(\eta_1+\eta_2+\eta_2\alpha_1^2-2\eta_2\alpha_1)$$

$$+\Theta_2^2(\eta_1+\eta_2-\eta_2\alpha_2^2-2\eta_2\alpha_2)+2\Theta_1\Theta_2(\eta_1+\eta_2+\eta_2\alpha_1\alpha_2$$

$$-\eta_2\alpha_1-\eta_2\alpha_2)]。$$

令常量系数 α_1 和 α_2 遵循下列条件

$$\eta_1+\eta_2+\eta_2\alpha_1\alpha_2-\eta_2\alpha_1-\eta_2\alpha_2=0,$$

$$M_1+M_2\alpha_1\alpha_2=0,$$

便得

$$\alpha_{1,2}=\frac{1}{2}\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}+1-\frac{M_1}{M_2}\right)\pm\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\eta_1}{\eta_2}+1-\frac{M_1}{M_2}\right)^2+\frac{M_1}{M_2}}。$$

根据 α_1 和 α_2 的值，运动势的表达式可写为

$$L=\frac{1}{2}[\dot{\Theta}_1^2(M_1+M_2\alpha_1^2)+\dot{\Theta}_2^2(M_1+M_2\alpha_2^2)]$$

$$=\Theta_1^2(\eta_1+\eta_2+\eta_2\alpha_1^2-2\eta_2\alpha_1)-\Theta_2^2(\eta_1+\eta_2-\eta_2\alpha_2^2-2\eta_2\alpha_2)$$

或
$$L=\frac{1}{2}\Big[\dot{\Theta}_1^2(M_1+M_2\alpha_1^2)+\dot{\Theta}_2^2(M_1+M_2\alpha_2^2)$$
$$-\Theta_1^2\eta_1\frac{\alpha_2-\alpha_1}{\alpha_2-1}-\Theta_2^2\eta_2(\alpha_2-1)(\alpha_2-\alpha_1)\Big]。$$

引用下列符号:

$$\eta_1+\eta_2+\eta_2\alpha_1^2-2\eta_2\alpha_1=\eta_1\frac{\alpha_2-\alpha_1}{1-\alpha_2}=A,$$
$$\eta_1+\eta_2-\eta_2\alpha_2^2-2\eta_2\alpha_2=\eta_2(\alpha_2-1)(\alpha_2-\alpha_1)=B$$

并运用第二类拉格兰日方程式:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\Theta}}\right)-\frac{\partial L}{\partial\Theta}=0,$$

便可得下列微分方程式:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\Theta}_1}\right)-\frac{\partial L}{\partial\Theta_1}=\ddot{\Theta}_1(M_1+M_2\alpha_1^2)+\Theta_1A=0;$$
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial\dot{\Theta}_2}\right)-\frac{\partial L}{\partial\Theta_2}=\ddot{\Theta}_2(M_1+M_2\alpha_2^2)+\Theta_2B=0。$$

这两个微分方程式中各含有一个变量，其解可取为:

$$\Theta_1=C_1\sin(p_1t+k_1), \tag{71}$$
$$\Theta_2=C_2\sin(p_2t+k_2), \tag{72}$$

式中 p_1 和 p_2——振动频率

$$\left.\begin{aligned}p_1&=\sqrt{\frac{A}{M_1+M_2\alpha_1^2}}\\p_2&=\sqrt{\frac{B}{M_1+M_2\alpha_2^2}}\end{aligned}\right\} \tag{73}$$

C_1，C_2，k_1 和 k_2——决定于起始条件的任意常数。

主座标对时間的第一次导数为:

$$\dot{\Theta}_1=C_1p_1\cos(p_1t+k_1); \tag{74}$$
$$\dot{\Theta}_2=C_2p_2\cos(p_2t+k_2)。 \tag{75}$$

令所得表达式（71、72、74、75）遵循起始条件，当 $t=0$ 时，得

$$C_1\sin k_1=\Theta_{01};\quad C_1p_1\cos k_1=\dot{\Theta}_{01}; \tag{76}$$
$$C_2\sin k_2=\Theta_{02};\quad C_2p_2\cos k_2=\dot{\Theta}_{02}。 \tag{77}$$

式中 Θ_{01}，Θ_{02}，$\dot{\Theta}_{01}$，$\dot{\Theta}_{02}$——主座标及其对时間的第一次导数的起始值。

这些量可由下列条件得出：$t=0$ 时，$x_1=0$；$x_2=0$；$\dot{x}_1=V_{01}$；$\dot{x}_2=V_{02}$。

由座标間的关系式 $y=\Theta_1+\Theta_2$ 和 $z=\alpha_1\Theta_1+\alpha_2\Theta_2$ 得：

$$\left.\begin{aligned}\Theta_1&=\frac{z-\alpha_2 y}{\alpha_1-\alpha_2}\\ \Theta_2&=\frac{\alpha_1 y-z}{\alpha_1-\alpha_2}\end{aligned}\right\}\tag{78}$$

考虑到当 $t=0$ 时 $y=x_1+f_1$ 和 $z=x_2+f_1+f_2$，可得：

$$\Theta_{01}=\frac{f_1+f_2-\alpha_2 f_1}{\alpha_1-\alpha_2};\quad \Theta_{02}=\frac{\alpha_1 f_1-f_1-f_2}{\alpha_1-\alpha_2};\tag{79}$$

$$\dot{\Theta}_{01}=\frac{V_{02}-\alpha_2 V_{01}}{\alpha_1-\alpha_2};\quad \dot{\Theta}_{02}=\frac{\alpha_1 V_{01}-V_{02}}{\alpha_1-\alpha_2}。\tag{80}$$

将 Θ_{01}、Θ_{02}；$\dot{\Theta}_{01}$、$\dot{\Theta}_{02}$ 值代入(76)、(77)式可得

$$C_1=\sqrt{\Theta_{01}^2+\frac{\dot{\Theta}_{01}^2}{p_1^2}}=\frac{\sqrt{(f_1+f_2-\alpha_2 f_1)^2+(V_{02}-\alpha_2 V_{01})^2\frac{1}{p_1^2}}}{\alpha_1-\alpha_2};$$

$$C_2=\sqrt{\Theta_{02}^2+\frac{\dot{\Theta}_{02}^2}{p_2^2}}=\frac{\sqrt{(\alpha_1 f_1-f_1-f_2)^2+(\alpha_1 V_{01}-V_{02})^2\frac{1}{p_2^2}}}{\alpha_1-\alpha_2};$$

$$k_1=\operatorname{arctg}\frac{\Theta_{01}p_1}{\dot{\Theta}_{01}}=\operatorname{arctg}\frac{(f_1+f_2-\alpha_2 f_1)p_1}{V_{02}-\alpha_2 V_{01}};$$

$$k_2=\operatorname{arctg}\frac{\Theta_{02}p_2}{\dot{\Theta}_{02}}=\operatorname{arctg}\frac{(\alpha_1 f_1-f_1-f_2)p_2}{\alpha_1 V_{01}-V_{02}}。$$

很明显，p_1 和 p_2 的表达式可以化为

$$p_1=\sqrt{\frac{\eta_1}{M_1}+\alpha_2\frac{\eta_2}{M_1}}=\sqrt{\frac{\eta_1}{M_1}\left(\frac{1}{1-\frac{1}{\alpha_1}}\right)};\tag{81}$$

和

$$p_2=\sqrt{\frac{\eta_2}{M_2}+\alpha_1\frac{\eta_2}{M_1}}=\sqrt{\frac{\eta_2}{M_2}\left(1-\frac{1}{\alpha_2}\right)}。\tag{82}$$

如果将 α_1 和 α_2 的值代入，則得

$$p_{1,2}=\frac{1}{2}\left(\frac{\eta_1+\eta_2}{M_1}+\frac{\eta_2}{M_2}\right)\pm\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\eta_1+\eta_2}{M_1}+\frac{\eta_2}{M_2}\right)^2-\frac{\eta_1\eta_2}{M_1M_2}}。\tag{83}$$

把（71、72、74、75）等式与具有一个自由度的零件的运动方程式相比較，就可看出，这些公式在結构上沒有原則区别，这样就能够运用前面讲过的图解解析法来研究具有两个自由度的零件組的运动。

这时，也可以完全类似地得出

$\Theta_1=f(t)$；$\dot{\Theta}_1=f(t)$；$\Theta_2=f(t)$；$\dot{\Theta}_2=f(t)$

的图解，利用座标間的关系式 $y=\Theta_1+\Theta_2$；$z=\alpha_1\Theta_1+\alpha_2\Theta_2$ 和 $y=x_1+f_1$，$z=x_2+f_1+f_2$，就可作出下列图解：

$x_1=f(t)$；$\dot{x}_1=V_1=f(t)$；$x_2=f(t)$；$\dot{x}_2=V_2=f(t)$。

如果在与弹簧相联的两个物体上，作用着随时間而变化的力 Q_1 和 Q_2，（力 Q_1 和 Q_2 沿座标 x_1 和 x_2 的方向作用），則物体的运动微分方程式将为：

$$M_1\ddot{y}+(\eta_1+\eta_2)y-\eta_2 z=Q_1, \tag{84}$$

$$M_2\ddot{z}+\eta_2 z-\eta_2 y=Q_2。 \tag{85}$$

为了将座标轉换为主座标，我們可运用虛位移原理。当座标出現 δy 和 δz 的微变量时，力 Q_1 和 Q_2 在运动系統的位移上所作的单元功为：

$$\delta w=Q_1\delta y+Q_2\delta z。 \tag{86}$$

将前面所取的座标关系式 $y=\Theta_1+\Theta_2$ 和 $z=\alpha_1\Theta_1+\alpha_2\Theta_2$ 代入，則得

$$\delta w=Q_1(\delta\Theta_1+\delta\Theta_2)+Q_2(\alpha_1\delta\Theta_1+\alpha_2\delta\Theta_2)$$

或 $$Q_1\delta y+Q_2\delta z=(Q_1+\alpha_1 Q_2)\delta\Theta_1+(Q_1+\alpha_2 Q_2)\delta\Theta_2。$$

因此，加在主座标上的广义力为

$$q_1=Q_1+\alpha_1 Q_2, \tag{87}$$

$$q_2=Q_1+\alpha_2 Q_2。 \tag{88}$$

因此，以主座标表示的运动系統的微分方程式为

$$\ddot{\Theta}_1(M_1+M_2\alpha_1^2)+\Theta_1 A=q_1, \tag{89}$$

$$\ddot{\Theta}_2(M_1+M_2\alpha_2^2)+\Theta_2 B=q_2。 \tag{90}$$

因为这些方程式是独立的，所以对于运动系統具有一个自由

度时的有关結論，完全适用于这些方程式。

微分方程式（89）和（90）与（35）式相似，在以阶梯規律代替力 q_1 和 q_2 的平滑变化規律时，就可以用前面讲过的图解解析法来解这些方程式。

这些表征具有两个自由度的自动武器中零件組的运动的微分方程式，在研究自动机和彈性緩冲器的相互影响时，有可能大大地簡化。

为了探討簡化这些方程式的可能性，我們再回头研究一下(70)式

$$M_1\ddot{y}+(\eta_1+\eta_2)y-\eta_2 z=0,$$

$$M_2\ddot{z}+\eta_2 z-\eta_2 y=0。$$

将 $y=x_1+f_1$ 和 $z=x_2+f_1+f_2$ 代入这些方程式，得:

$$M_1\ddot{x}_1+(\eta_1+\eta_2)(x_1+f_1)-\eta_2(x_2+f_1+f_2)=0, \tag{91}$$

$$M_2\ddot{x}_2+\eta_2(x_2+f_1+f_2)-\eta_2(x_1+f_1)=0。 \tag{92}$$

(91)和（92）式很容易变为

$$M_1\ddot{x}_1+\eta_1(x_1+f_1)-\eta_2(x_2+f_2-x_1)=0, \tag{93}$$

$$M_2\ddot{x}_2+\eta_2(x_2+f_2-x_1)=0。 \tag{94}$$

研究一下这两个方程式中的 $x_2+f_2-x_1$ 这一項，并根据对自动武器各緩冲器工作的研究，来估計該項的数值，就可以知道 x_1 的数值通常不超过 x_2+f_2 之和的 2 %。

因此可将变量 x_1 当作常量，并在計算中取其为某一平均值，或者根本不予考虑。在这种情况下，計算 $x_2+f_2-x_1$ 和力 $(x_2+f_2-x_1)\eta_2$ 时产生的誤差都不应超过 2 %。

虽然这些誤差可能很重要，但是（考虑到現在所談的是在求复进簧的内力时所产生的誤差）应該认为是完全許可的，因为在自动机工作时，通常采用許多更重要的假設来計算这些內力（例如，不考虑各零件在运动过程中由于傾斜所产生的摩擦力的影响等等）。下面用实例来說明所取假設对主要运动特征量的影响。

根据所取假設，可取 $f_2-x_1\approx f_2'$，式中 f_2' 是一常量。

于是，(93)、(94)式可写为：

$$M_1\ddot{x}_1+\eta_1(x_1+f_1)-\eta_2(x_2+f_2')=0, \qquad (95)$$

$$M_2\ddot{x}_2+\eta_2(x_2+f_2')=0。 \qquad (96)$$

轉换到新座标：

$$y=f_1+x_1 \text{ 和 } z=f_2'+x_2 \qquad (97)$$

上，可得：

$$M_1\ddot{y}+\eta_1 y-\eta_2 z=0, \qquad (98)$$

$$M_2\ddot{z}+\eta_2 z=0。 \qquad (99)$$

在这两个方程式中，第一个方程式取决于 y 和 z 两个座标，因此，也就取决于第二个方程式。

为了得出两个独立方程式，我們换用座标 Θ_1' 和 Θ_2'，使其服从条件式：

$$\Theta_1'=y-nz,$$

$$\Theta_2'=nz。$$

在新座标系中，微分方程式将为：

$$M_1(\ddot{\Theta}_1'+\ddot{\Theta}_2')+\eta_1(\Theta_1'+\Theta_2')-\eta_2\Theta_2'\frac{1}{n}=0, \qquad (100)$$

$$M_2\ddot{\Theta}_2'+\eta_2\Theta_2'=0。 \qquad (101)$$

由（101）式得

$$\ddot{\Theta}_2'=-\Theta_2'\frac{\eta_2}{M_2},$$

将它代入（100）式，便得

$$M_1\ddot{\Theta}_1'+\eta_1\Theta_1'=\Theta_2'\left(\frac{\eta_2}{n}-\eta_1+\frac{M_1}{M_2}\eta_2\right)。 \qquad (102)$$

令 n 服从条件式

$$\frac{\eta_2}{n}-\eta_1+\frac{M_1}{M_2}\eta_2=0,$$

(100)和（101）式便可化为：

$$M_1\ddot{\Theta}_1'+\eta_1\Theta_1'=0; \qquad (103)$$

$$M_2\ddot{\Theta}_2'+\eta_2\Theta_2'=0, \qquad (104)$$

式中 $\Theta_1'=y-nz,$

$$\Theta_2' = nz。$$

可以确信，此时

$$n = \frac{1}{\frac{\eta_1}{\eta_2} - \frac{M_1}{M_2}}。$$

(103)和(104)是两个独立的方程式，其解将与(8)式和(9)式的形式相同。

当 x_1 的数值在所研究的运动时間內显著地小于 x_2+f_2 时，就可运用这些近似公式。这就可以相当精确地估計采用近似式所引起的弹簧內力值的誤差，同时也可以估計采用近似式进行計算的可能性。但是，严格地説，x_1 在某一时期的最大絕对値，只有在研究了这一时期內的运动之后，才能确定。不过，这个缺点在大部分情况下并不成为选擇研究方法的障碍，因为 x_1 在所研究的运动期間的最大絕对値通常可以根据从类似条件中所得到的数值来估計。

这就提供了在研究自动机和弹性緩冲器的相互影响时，采用近似計算公式的根据。

如果在所研究的零件上，作用有随时間而变化的力，則微分方程式将为：

$$M_1\ddot{y} + \eta_1 y - \eta_2 z = Q_1, \tag{105}$$

$$M_2\ddot{z} + \eta_2 z = Q_2。 \tag{106}$$

这些方程式容易化为：

$$M_2\ddot{\Theta}_1' + \eta_1\Theta_1' = q_1, \tag{107}$$

$$M_2\ddot{\Theta}_2' + \eta_2\Theta_2' = q_2, \tag{108}$$

式中

$$\Theta_1' = y - nz;$$

$$\Theta_2' = nz;$$

$$q_1 = Q_1 - n\frac{M_1}{M_2}Q_2;$$

$$q_2 = nQ_2。$$

(107)式和（108）式在原則上与（85）相同，并可用上述图解解析法求解。

下面我們再討論一种研究枪管后座式武器的緩冲器工作時，具有实际意义的情况。在这种情况下，我們遇到的是具有三个自由度的运动系統。

这种运动系統的势能和动能的表达式可寫为：

$$T = \frac{1}{2}(M_1\dot{x}_1^2 + M_2\dot{x}_2^2 + M_3\dot{x}_3^2), \tag{109}$$

$$U = \frac{1}{2}[\eta_1(x_1 + f_1)^2 + \eta_2(x_2 + f_2 - x_1)^2 + \eta_3(x_3 + f_3 - x_1)^2], \tag{110}$$

式中 M_1；M_2；M_3——机匣、枪管、枪机的质量；

f_1；f_2；f_3；η_1；η_2；η_3——緩冲器簧、枪管复进簧、枪机复进簧的预压量和剛度；

x_1；x_2；x_3——机匣、枪管、枪机的座标。

轉換到新的座标

$$y = x_1 + f_1;$$

$$z = x_2 + f_2 + f_1;$$

$$l = x_3 + f_3 + f_1$$

上，可得：

$$T = \frac{1}{2}(M_1\dot{y}^2 + M_2\dot{z}^2 + M_3\dot{l}^2),$$

$$U = \frac{1}{2}[y^2(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3) + z^2\eta_2 + l^2\eta_3 - 2zy\eta_2 - 2yl\eta_3]。$$

因此，可得运动势的表达式为：

$$L = T - U = \frac{1}{2}[M_1\dot{y}^2 + M_2\dot{z}^2 + M_3\dot{l}^2 - y^2(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3) - z^2\eta_2 - l^2\eta_3 + 2zy\eta_2 + 2yl\eta_3]。 \tag{111}$$

运用拉格兰日方程式，可得該系統的微分方程式为：

$$M_1\ddot{y} + (\eta_1 + \eta_2 + \eta_3)y - \eta_2 z - \eta_3 l = 0; \tag{112}$$

$$M_2\ddot{z} + \eta_2 z - \eta_2 y = 0; \tag{113}$$

$$M_3\ddot{l} + \eta_3 l - \eta_3 y = 0。 \tag{114}$$

我們可以积分（112、113、114）等式，以建立式中各个座标与时間的关系式。但是，这样得出的表达式过于复杂，不便于实际运用。

如果設质量 M_3（枪机）的运动与质量 M_1（机匣）的运动无关，就可以显著地簡化这种运动情况的研究方法。

为了說明采用这种假設的可能性，我們将 $y:z:l$ 等座标值代入（112、113、114）等式中，把它們写为：

$$M_1\ddot{x}_1+(\eta_1+\eta_2)(x_1+f_1)-\eta_2(x_2+f_1+f_2)$$
$$-\eta_3(x_3+f_3-x_1)=0; \qquad (115)$$

$$M_2\ddot{x}_2+\eta_2(x_2+f_1+f_2)-\eta_2(x_1+f_1)=0; \qquad (116)$$

$$M_3\ddot{x}_3+\eta_3(x_3+f_3-x_1)=0。 \qquad (117)$$

在（115）和（117）式中，x_1 与 x_3+f_3 比較起来数值很小，可以忽略，引用新的座标 $l'=x_3+f_3$，并重新取座标 $y=x_1+f_1$ 和 $z=x_2+f_1+f_2$，便得

$$M_1\ddot{y}+(\eta_1+\eta_2)y-\eta_2 z-\eta_3 l'=0; \qquad (118)$$

$$M_2\ddot{z}+\eta_2 z-\eta_2 y=0; \qquad (119)$$

$$M_3\ddot{l}'+\eta_3 l'=0。 \qquad (120)$$

（120）式与（118）和（119）式无关，其解为：

$$l'=C_3\sin(p_3 t+k_3)。$$

将 l' 值代入（118）式中，可得下列方程式，以代替（118）和（119）式：

$$M_1\ddot{y}+(\eta_1+\eta_2)y-\eta_2 z=\eta_3 C_3\sin(p_3 t+k_3), \qquad (121)$$

$$M_2\ddot{z}+\eta_2 z-\eta_2 y=0。 \qquad (122)$$

轉换为主座标之后，（121）和（122）式可写为：

$$\ddot{\Theta}_1(M_1+M_2\alpha_1^2)+\Theta_1 A=\eta_3 C_3\sin(p_3 t+k_3), \qquad (123)$$

$$\ddot{\Theta}_2(M_1+M_2\alpha_2^2)+\Theta_2 B=\eta_3 C_3\sin(p_3 t+k_3), \qquad (124)$$

这两个方程式与（89）、（90）两式的形式相似。因此，可以运用前面所讲的图解解析法来解这些方程式。

現在我們举出两个实例，說明如何运用图解解析法来研究有

两个自由度的系統的运动。

例:

假設武器具有彈性緩冲器，試研究机匣和枪机框（与枪机一起）在枪机开鎖之后的运动（图68）。

起始运动时有如下的已知数据:

$$\eta_1 = 2300 公斤/米;$$

$$f_1 = 9.6 毫米;$$

$$M_1 = 1.0 公斤\cdot秒^2/米;$$

$$V_{01} = 0.25 米/秒;$$

$$\eta_2 = 34 公斤/米;$$

$$f_2 = 97 毫米;$$

$$M_2 = 0.12 公斤\cdot秒^2/米;$$

$$V_{02} = 5.1 米/秒。$$

在这里 η_1; η_2——緩冲器簧和复进簧的剛度;

f_1; f_2——緩冲器簧和复进簧的預压量;

M_1; M_2——机匣、枪机框（和枪机）的质量;

V_{01}; V_{02}——机匣、枪机框的初速。

已知枪机框对机匣可作 $\lambda = 117$ 毫米的相对位移，在枪机框走过这段相对路程之后，即与机匣撞击，隨即复进。

試研究机匣的运动。为了比較計算的結果，我們同时用精确式和近似式进行計算。

将已知数据代入有关公式中，以求出精确式中的主要运动参数

$$\alpha_{1,2} = \frac{1}{2}\left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2}\right) \pm \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\eta_1}{\eta_2} + 1 - \frac{M_1}{M_2}\right)^2 + \frac{M_1}{M_2}};$$

$$\alpha_2 = 60.45; \quad \alpha_1 = -0.13;$$

$$\alpha_2 - \alpha_1 = 60.58;$$

$$p_1 = \sqrt{\frac{\eta_1}{M_1}\left(\frac{1}{1 - \frac{1}{\alpha_2}}\right)} = 48.36 \ \frac{1}{秒};$$

$$p_2=\sqrt{\frac{\eta_2}{M_2}\left(1-\frac{1}{\alpha_2}\right)}=16.69\frac{1}{秒};$$

$$\Theta_{01}=\frac{\alpha_2 f_1-f_1-f_2}{\alpha_2-\alpha_1}=0.0078米;$$

$$\dot{\Theta}_{01}=\frac{\alpha_2 V_{01}-V_{02}}{\alpha_2-\alpha_1}=0.165\frac{米}{秒};$$

$$\Theta_{02}=\frac{f_1-f_2-\alpha_1 f_1}{\alpha_2-\alpha_1}=0.0018米;$$

$$\dot{\Theta}_{02}=\frac{V_{02}-\alpha_1 V_{01}}{\alpha_2-\alpha_1}=0.0847\frac{米}{秒};$$

求出近似計算式中的主要运动参数:

$$p_1=\sqrt{\frac{\eta_1}{M_1}}=48\frac{1}{秒};$$

$$p_2=\sqrt{\frac{\eta_2}{M_2}}=16.8\frac{1}{秒};$$

$$n=\frac{1}{\frac{\eta_1}{\eta_2}-\frac{M_1}{M_2}}=0.0169;$$

$$z_0=f_2=0.097\ 米;$$

$$\dot{z}_0=V_{02}=5.1\frac{米}{秒};$$

$$y_0-nz_0=0.00796\ 米;$$

$$\dot{y}_0-n\dot{z}_0=0.164\frac{米}{秒}。$$

利用这些数据，就可以根据精确式图解出

$$\Theta_1=f(t);\ \Theta_2=f(t);$$

$$\dot{\Theta}_1=f(t);\ \dot{\Theta}_2=f(t)$$

等关系，根据近似式图解出:

$$z'=f(t);\ \dot{z}=f(t);$$

$$y-nz=f(t);\ \dot{y}-n\dot{z}=f(t)$$

等关系。

所有这些关系式的图解如图 69 和 70 所示。图 69 是运用精确式的图解，图 70 是运用近似式的图解●。

● 图69和70上的尺寸已經縮小了。

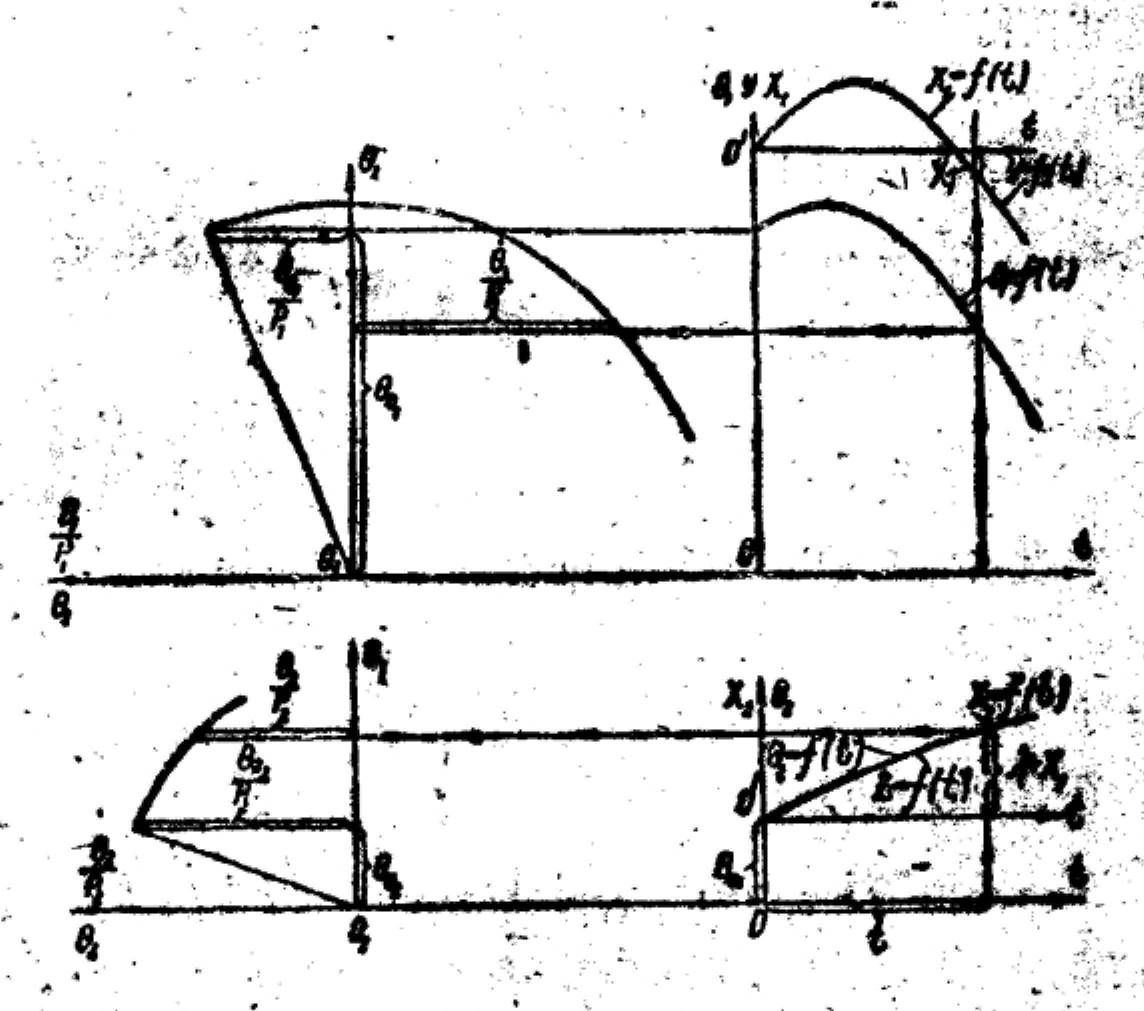


图69 根据精确式的运动图解研究。

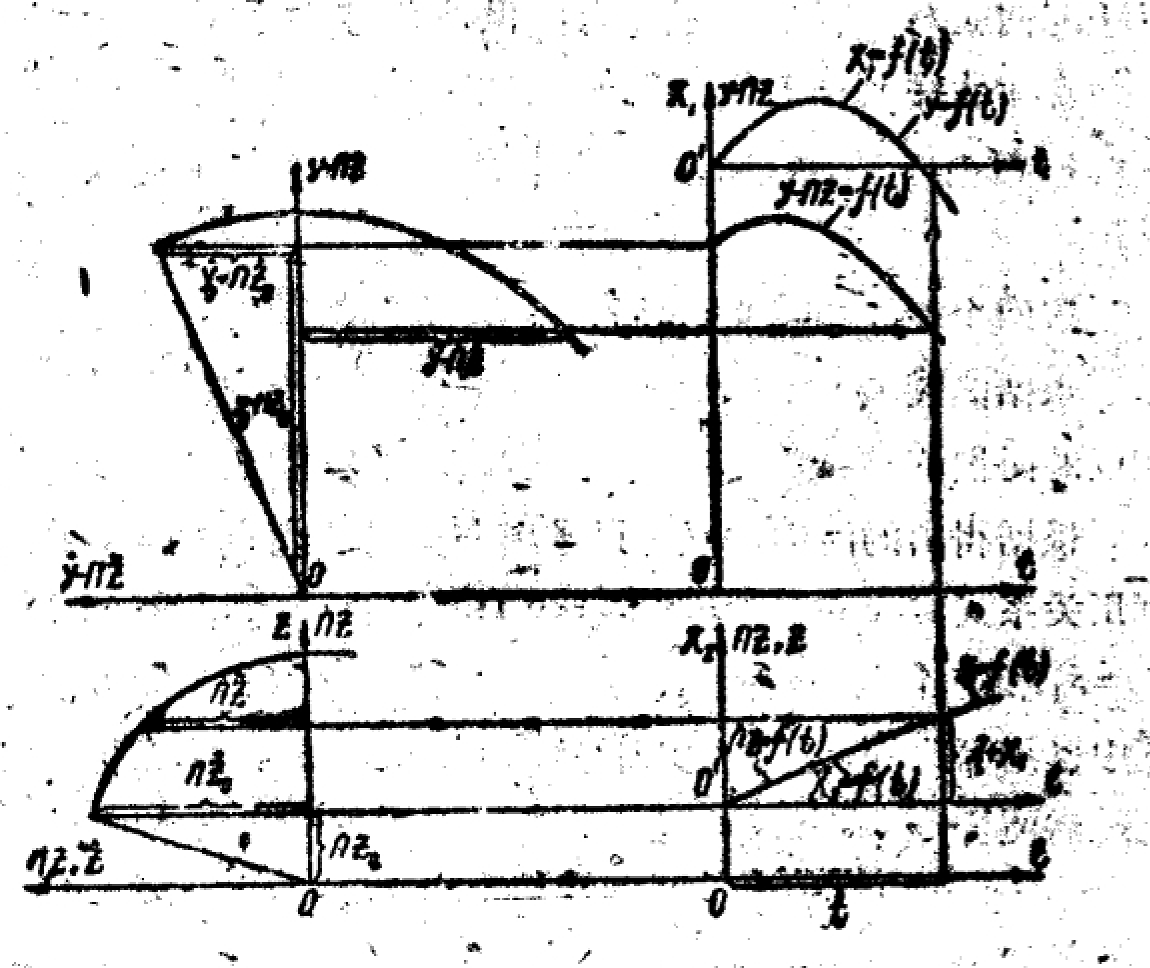


图70 根据近似式的运动图解研究。

根据精确式作图时，以比例尺 $\alpha_x=0.1$ 标出 Θ 和 $\frac{\Theta}{p}$，$\Delta\alpha$ 角取为 $\Delta\alpha=0.262$ 或 15°，时間比例尺取为 $\alpha_t=0.0005$ 秒/毫米。

在 $\Theta=f(t)$ 的图上，时間座标的分段长度取为：

$h_1=\frac{\Delta\alpha}{p_1\alpha_t}=10.84$ 毫米，　　$h_2=\frac{\Delta\alpha}{p_2\alpha_t}=31.2$ 毫米。

$\dot{\Theta}_1$ 和 $\dot{\Theta}_2$ 的比例尺分别为：

$$\alpha_{v1}=0.004836\text{米/秒·毫米；}$$
$$\alpha_{v2}=0.001669\text{米/秒·毫米。}$$

图 69 中的图解完全是根据前述之图解解析法完成的（見105頁）。图右边的 $y=\Theta_1+\Theta_2=f(t)$ 曲綫是直接将 $\Theta_1=f(t)$ 和 $\Theta_2=f(t)$ 两图的纵座标相加而得出的。

在图的右下方給出

$$x=\alpha_1\Theta_1+\alpha_2\Theta_2=\alpha_2\Theta_2\left(1+\frac{\Theta_1}{\Theta_2}\cdot\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)=f(t)$$

的曲綫，此曲綫是以比例尺 $\alpha_x\alpha_2=6.045$ 作出的。

由于 $\frac{\Theta_1}{\Theta_2}\cdot\frac{\alpha_1}{\alpha_2}$ 的数值很小（与 1 相比較），曲綫 $x=f(t)$ 实际上与曲綫 $\Theta_2=f(t)$ 相重合，但是 Θ_2 和 x 的比例尺不同。

有了曲綫 $y=f(t)$ 和 $x=f(t)$，考虑到 $y=x_1+f_1$ 和 $x=x_2+f_2+f_1$，移动座标原点，就可得 $x_1=f(t)$ 和 $x_2=f(t)$ 的图解。

这两个图的座标原点是 O' 点（見图 69 右图）。

根据曲綫 $x_1=f(t)$ 和 $x_2=f(t)$，可以求出与 $x_2=x_1+\lambda$ 相应的时間。

根据得出的时間，又可以求出与此时間相应的 x_1、$\dot{\Theta}_1$ 和 $\dot{\Theta}_2$，利用关系式 $V_1=\dot{\Theta}_1+\dot{\Theta}_2$ 和 $V_2=\alpha_1\dot{\Theta}_1+\alpha_2\dot{\Theta}_2$，可以求出速度值 $V_1=\dot{x}_1$ 和 $V_2=\dot{x}_2$。如何求已知瞬間的 x_1、V_1 和 V_2 的方法，在69图中已用箭头标明。我們测得这些綫段的长度，乘以相应的比例尺之后便得：

$$x_1=-0.3\text{毫米；}$$
$$V_1=-0.243\text{米/秒；}$$

$$V_2 = 3.89 \text{ 米/秒。}$$

下面再根据近似式图解同一問題（图 70）。

在这里取 $y-nz$ 和 nz 的比例尺为 $\alpha_z=0.1$，取 $\Delta\alpha$ 角为 $\Delta\alpha=0.262$。

时間比例尺取为 $\alpha_t=0.0005$ 秒/毫米。

根据此比例 α_t 和 $\Delta\alpha$ 的值，在 $y-nz=f(t)$ 和 $nz=f(t)$ 两图中取时間座标的分段长度为：

$$h_1=\frac{\Delta\alpha}{p_1\alpha_t}=10.9 \text{ 毫米，}$$

$$h_2=\frac{\Delta\alpha}{p_2\alpha_t}=31.2 \text{ 毫米。}$$

$\dot{y}-n\dot{z}$ 和 $n\dot{z}$ 的作图比例尺分别为：

$$\alpha_{V1}=p_1\alpha_t=0.0048 \text{ 米/秒·毫米；}$$

$$\alpha_{V2}=p_2\alpha_t=0.00168 \text{ 米/秒·毫米。}$$

图 70 的作图法与图 69 相似。

在图右边作曲綫 $y=f(t)$；此曲綫是由 $y-nz=f(t)$ 和 $nz=f(t)$ 两曲綫在同一瞬間的纵座标相加而得出的。

我們注意到，图右下方的曲綫 $nz=f(t)$ 也可以是 $z=f(t)$ 的曲綫，但其比例尺不同。

在此图中 z 量的比例尺为 $\frac{\alpha_z}{n}=5.92$。

有了 $y=f(t)$ 和 $z=f(t)$ 两图之后，移动座标原点，就可以得出 $x_1=f(t)$ 和 $x_2=f(t)$ 的图解。$x_1=f(t)$ 和 $x_2=f(t)$ 两图的座标原点是 O' 点。

其次，可以如图 69 一样，在 $x_2=f(t)$ 的图中标出 $\lambda+x_1$ 之值，并求出与此量相对应的时間。

根据所得时間，求出与 $n\dot{z}$；

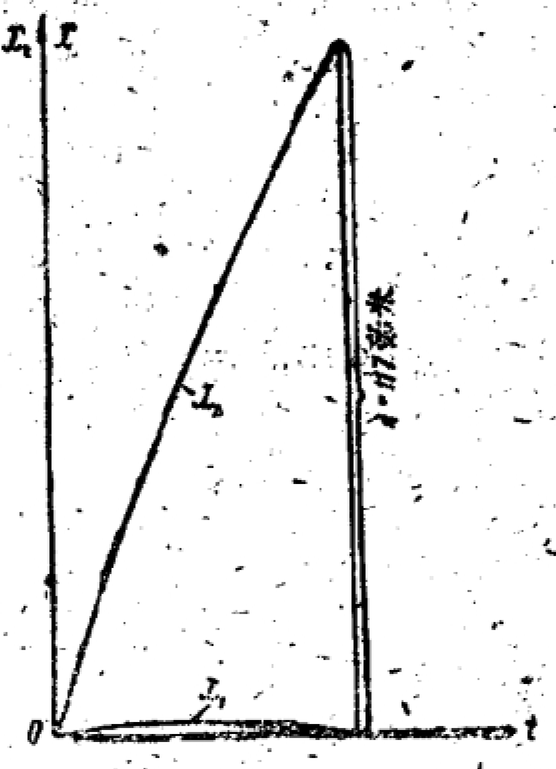


图71　$x_2=f(t)$ 和 $x_1=\varphi(t)$ 图。

$\dot{y}-n\dot{z}$；和 x_1 成比例的綫段。根据这些量和关系式 $\dot{x}_1=\dot{y}$，$\dot{x}_2=\dot{z}$，求出机匣和自动机活动部分在此时的速度 $V_1=\dot{x}_1$ 和 $V_2=\dot{x}_2$。

测得图上各綫段的长度，乘以比例尺，得：

$$x_1=-0.2\text{ 毫米};$$

$$V_1=-0.246\text{ 米/秒};$$

$$V_2=3.87\text{ 米/秒}。$$

比較根据精确式和近似式計算的結果，就可看到它們几乎是相等的。

图 71 表示枪机框的位移 x_2 和机匣的位移 x_1 与时間 t 的函数关系。

当运动的略图与上面所研究的情况不同时，也可以运用上述計算方法。

例如，在枪机框的立柱上有緩冲装置的情况下（图72），枪机框和枪机在枪机开鎖后的运动，就可以用这一方法加以研究。

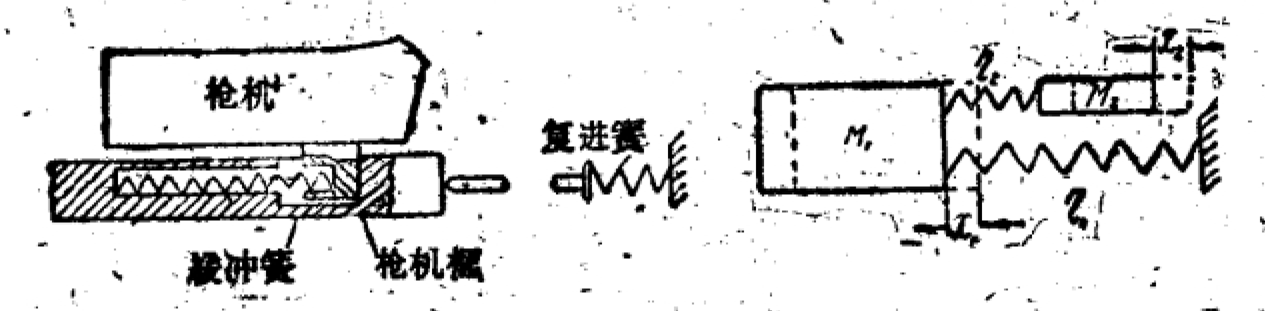


图72 枪机框和枪机在开鎖后的运动略图。

因为图 72 与图 68 不同，所以我們首先要説明如何在主要运动参数的表达式中反映这种差异。

图 69 中的运动系統的势能和动能的表达式为

$$U=\frac{1}{2}\left[\eta_1(x_1+f_1)^2+\eta_2(x_2+f_2-x_1)^2\right], \tag{125}$$

$$T=\frac{1}{2}(M_1\dot{x}_1^2+M_2\dot{x}_2^2)。 \tag{126}$$

图 72 中的运动系統的这些表达式则为：

$$U=\frac{1}{2}\left[\eta_1(x_1+f_1)^2+\eta_2(x_2-f_2-x_1)^2\right], \tag{127}$$

$$T=\frac{1}{2}\left[M_1\dot{x}_1^2+M_2\dot{x}_2^2\right], \tag{128}$$

式中　η_2；η_1——枪机框立柱緩冲簧和复进簧的剛度；

f_2；f_1——枪机框立柱緩冲簧和复进簧的預压量；

M_1；M_2——枪机框和枪机的质量。

比較动能表达式（126）式与(128)，就可看出它們是相同的；在势能表达式（125）与（127）中，f_2的符号不同。

因此，只要改变各公式中f_2的符号，就可以全部利用前面所求得的主要運动参数的表达式。

所举的这个例子，說明了用以研究具有两个自由度的系統的运动的圖解解析法的实质。

同时，它也指出了利用图解解析法去研究自动机工作时的許多复杂現象的可能性。

第三章　自动武器各机构构件运动特征量的計算

§1　当活动构件之間有运动約束时，自动武器各机构运动的微分方程式（武器固定不动）

在武器固定不动时，自动武器大部分机构的工作原理，可以用最簡单的原理图（图73）表示出来。在这个图上，机构是由一个基本构件和一个工作构件組成的，这两个构件借一定的运动約束相联系。

分析这个略图，就可以作出在武器固定不动时表明自动武器各机构工作的普遍方程式。同时可以在确定微分方程式中的基本参变数时，考虑具体机构的結构特点。

应用替换质量法，可以把对原理图（图 73 和 74）上构件运动的研究，归結为对两个质点 A 和 B 的运动的研究。在这两个质点上分别集中了基本构件和工作构件的质量。

建立自动武器各机构的运动微分方程式时，可以应用第二类拉格兰日方程式或达兰貝尔原理。根据拉格兰日方程式来推导运动方程式最为簡单，但是这个方法不能充分說明計算非理想約束的意义。

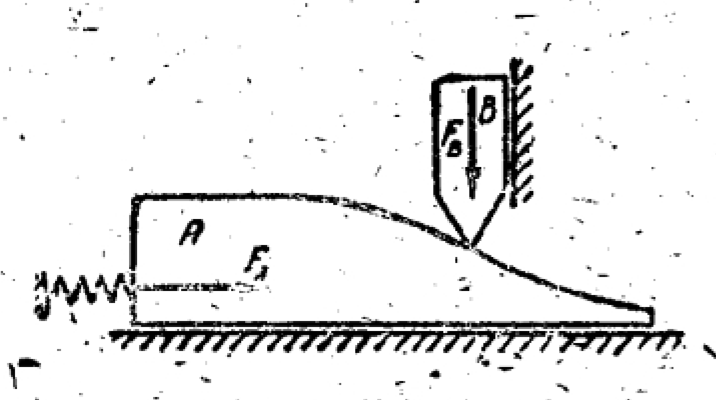


图73　机构略图。

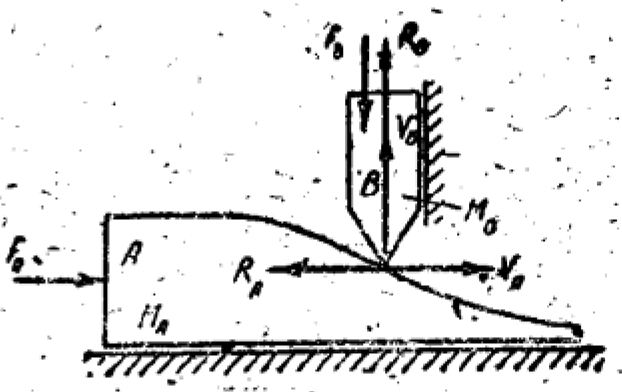


图74　作用在机构构件上諸力的簡图。

为了作出机构构件的运动方程式，在应用达兰貝尔原理时，需要用相应的反作用力来替换約束，从而作出机构中每个构件的运动方程式。此时，把約束反作用力当作給定力看待。

取座标軸的方向向上和向右，并分别研究构件 A 和 B 的运动（图74），运用达兰貝尔原理便可作出他們的运动方程式：

$$M_A\frac{dV_A}{dt}=F_A-R_A, \tag{1}$$

$$M_B\frac{dV_B}{dt}=R_B-F_B, \tag{2}$$

式中

V_B——构件 B 的速度；

V_A——构件 A 的速度；

F_A，F_B——作用在构件 A 和 B 上的力在其速度方向上的投影；

M_A，M_B——构件 A 和 B 的质量；

R_A，R_B——作用在构件 A 和 B 上的反作用力在其速度方向上的投影。

为了求出运动方程式，必須从方程式（1）和（2）中消去約束反作用 R_A 和 R_B。

在作用于构件 A 和 B 上的約束反作用力之間，根据虛位移原理，在理想約束的情况下，可得出：

$$R_Adx=R_Bdy \text{ 或 } R_AV_A=R_BV_B,$$

因为

$$V_A=\frac{dx}{dt}\text{和}V_B=\frac{dy}{dt}。$$

考虑到約束的非理想性，我們在上式中引入某一系数 η，此系数习慣上称为效率（к. п. д.）。

于是得

$$R_A=\frac{R_B}{\eta}\cdot\frac{V_B}{V_A}=R_B\frac{k}{\eta}, \tag{3}$$

式中 $k=\frac{V_B}{V_A}$——傳速比。

在机械原理和理論力学中，我們把有效阻力和主动力在力的作用点的虚位移上所作的功之比，叫作机械效率，而且，这只适用于机器各部分作周期性的稳定运动的情况。这样就可以不考虑主动构件和从动构件的加速度的影响，而只根据主动力和有效阻力所引起的約束反作用力来計算效率。自动武器各机构构件运动的不稳定性排除了这种計算机械效效的方法，而要求我們在計算效率时，考虑各构件加速度的影响。

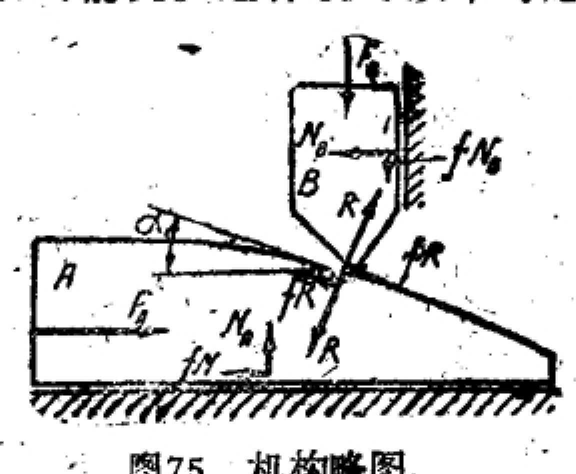


图75　机构略图。

現在我們用簡单的实例来說明这个問題。

假設要确定最簡单的三构件机构的效率（图 75）。

如果构件 A 是主动构件，而且机构中 A、B 两活动构件作等速运动（构件 A 和 B 的加速度等于零），那么，根据机械原理的一般原则，可取有效阻力和主动力的单元功（或功率）之比为机构的效率

$$\eta=\frac{F_B V_B}{F_A V_A} \text{或} \eta=\frac{F_B}{F_A}k,$$

式中

F_A——作用于主动构件 A 上的主动力；

F_B——作用于从动构件 B 上的有效阻力；

k——傳速比。

以相应的反作用力代替約束（假設各构件不偏斜），就可以写出构件 A 和 B 的平衡方程式：

对于构件 A

$$\sum X=-R(\sin\alpha+f\cos\alpha)-fN_A+F_A=0,$$

$$\sum Y=-R(\cos\alpha-f\sin\alpha)+N_A=0;$$

对于构件 B

$$\sum X=+R(\sin\alpha+f\cos\alpha)-N_B=0,$$

$$\sum Y = R(\cos\alpha - f\sin\alpha) - fN_B - F_B = 0。$$

确定反作用力 N_A 和 N_B 时，略去摩擦力，就可由这些方程式中得出

$$F_A = R(\sin\alpha + 2f\cos\alpha),$$

$$F_B = R(\cos\alpha - 2f\sin\alpha)。$$

利用机构略图（图75），很容易确定构件 B 与构件 A 的速度比值（傳速比）为：

$$k = \mathrm{tg}\,\alpha。$$

因此，

$$\eta = \frac{F_B}{F_A}k = \frac{1-2f\,\mathrm{tg}\alpha}{\mathrm{tg}\alpha + 2f}k = \frac{1-2fk}{k+2f}k。\qquad (4)$$

如果所研究的机构作加速运动，根据达兰貝尔原理可将构件 A 和 B 的平衡方程式写为：

对于构件 A

$$\sum X = -R(\sin\alpha + f\cos\alpha) - fN_A + F_A - M_A\frac{dV_A}{dt} = 0,$$

$$\sum Y = -R(\cos\alpha - f\sin\alpha) + N_A = 0;$$

对于构件 B

$$\sum X = R(\sin\alpha + f\cos\alpha) - N_B = 0,$$

$$\sum Y = R(\cos\alpha - f\sin\alpha) - fN_B - F_B - M_B\frac{dV_B}{dt} = 0。$$

确定約束反作用力 N_A 和 N_B 时，忽略摩擦力，就可以将这些方程式化为下列形式：

$$F_A = R(\sin\alpha + 2f\cos\alpha) + M_A\frac{dV_A}{dt},$$

$$F_B = R(\cos\alpha - 2f\sin\alpha) - M_B\frac{dV_B}{dt}。$$

在此情况下，如果仍然取效率等于有效阻力和主动力的功率之比，则可得效率的表达式为：

$$\eta = \frac{F_BV_B}{F_AV_A} = \frac{F_B}{F_A}k = \frac{R(\cos\alpha - 2f\sin\alpha) - M_B\frac{dV_B}{dt}}{R(\sin\alpha + 2f\cos\alpha) + M_A\frac{dV_A}{dt}}k。\qquad (5)$$

比較（5）式和（4）式，就可以看出：在第一种情况下（构件 A 和 B 作等速运动），效率决定于傳速比 k 和摩擦系数 f；在第二种情况下（构件 A 和 B 作加速运动），除了傳速比 k 和摩擦系数 f 外，效率还决定于反作用力 R 和 A、B 两构件的慣性力。

因此，在各构件作加速运动时，只有已知各构件的运动規律，才能确定效率，也就是說，要先知道构件 A 和 B 的加速度以及反作用力 R 的数值。

所以在机械原理中，要研究机构构件在考慮摩擦力时的运动，一般是先研究理想約束条件下的运动，求出构件加速度的近似值和約束反作用力的大小。然后，求出摩擦力的数值，再重新研究机构构件受此摩擦力作用时的运动。

研究各机构构件运动的这种方法的优点，是可以用来計算任何机构的运动；其缺点則是要进行两次計算，以及实質上用逐次近似法来解决問題。

在自动武器的凸輪机构上，一般要产生很大的摩擦力，这种摩擦力对构件在給定力作用下的运动有很大的影响。

所以用这种方法来計算摩擦力时，在第一次近似計算中确定的約束反作用力太不精确，因而使得第二次計算也很不精确。

在研究自动武器各机构构件运动的許多情况下，如果引入效率，就会使摩擦力的計算大为簡化。此效率的含义和通常所謂效率不同。

实际上，对所研究的机构（图75），如果不取效率为有效阻力 F_B 和主动力 F_A 的功率之比，而令其为损耗力（其絕对值等于作用在从动构件和主动构件上的約束反作用力在这些构件的运动方向上的投影之和）的瞬时功之比，效率的表达式就可以写为：

$$\eta = \frac{F_B + M_B \frac{dV_B}{dt}}{F_A - M_A \frac{dV_A}{dt}} k = \frac{R_B}{R_A} k = \frac{1-2fk}{k+2f} k\text{。} \qquad (6)$$

由此可見，此处的 η 只取决于傳速比 k 和摩擦系数 f。

所得的 η 的表达式，与构件 A 和 B 作等速运动时的效率的表达式沒有什么区别，因而可以用一般的方法来确定此含义不同的效率。

虽然上述推論是在最简单的三构件机构的基础上作出的，但它可以应用于許多其他的机构略图，只要这些机构在采取某些假定之后能够化成图 75 的形式即可。

这些假定实质上归結为計算作用在主动构件和从动构件上的摩擦力所作的功。这些摩擦力是由于作用在这些构件上的外力和这些构件的惯性力而引起的。

必要时，可以根据对运动的第二次計算結果，来估計所取假設在确定机构构件的运动规律上所引起的誤差。我們首先用近似計算效率的方法来考慮摩擦力的作用，对机构构件的运动作初步研究，求出其运动规律，根据这个运动规律决定摩擦力，然后就机构构件在此摩擦力作用下，对其运动作第二次計算。

然而，一般并不要求对机构构件的运动作第二次計算，因为不知道摩擦系数的真实值，第二次計算的結果，仍然不能避免一定的誤差。摩擦系数的数值对摩擦力的大小影响很大，因而对构件运动规律的影响也很大。

下面继續推导机构的动力学基本方程式。由（1）式和（2）式可得：

$$\frac{R_B}{R_A}=\frac{F_B+M_B\dfrac{dV_B}{dt}}{F_A-M_A\dfrac{dV_A}{dt}}。$$

利用 η 的表达式（3），可得：

$$M_A\frac{dV_A}{dt}+M_B\frac{k}{\eta}\frac{dV_B}{dt}=F_A-F_B\frac{k}{\eta}, \qquad (7)$$

但是 $$V_B=V_Ak \text{ 和 } dV_B=dV_Ak+dkV_A。 \qquad (8)$$

因而， $$\left(M_A+M_B\frac{k^2}{\eta}\right)\frac{dV_A}{dt}+M_BV_A^2\frac{kdk}{\eta dx}=F_A-F_B\frac{k}{\eta}。 \qquad (9)$$

表达式 $M_A+M_B\frac{k^2}{\eta}$ 通常称为换算质量，以 M_A' 表示之。令

$$\eta = \eta_{cp} = 常数$$

时，就可以证实

$$M_B \frac{k\,dk}{\eta_{cp}dx} = \frac{1}{2}\ \frac{dM'_A}{dx}。$$

利用此表达式，（9）式最后可以写为：

$$M'_A \frac{dV_A}{dt} + \frac{1}{2} V_A^2 \frac{dM'_A}{dx} = Q, \tag{10}$$

式中
$$Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta}。$$

有了动力学基本方程式（10），就很容易作出动量方程式和动能方程式。

在方程式（10）中取 $dx = V_A dt$，并以 dt 乘式的两边，便得：

$$M'_A dV_A + \frac{1}{2} V_A dM'_A = Q dt。 \tag{11}$$

当
$$k = 常数时，M'_A = 常数。$$

因此，动量单元增量的方程式将为：

$$M'_A dV_A = Q dt,$$

也就是说，得出质量一定的质点的运动方程式的一般形式。

为了得出动能单元增量的方程式，将表达式（10）乘以 dx，便得：

$$M'_A V_A dV_A + \frac{1}{2} V_A^2 dM'_A = Q dx$$

或者
$$d\left(\frac{1}{2} M'_A V_A^2\right) = Q dx。$$

对此表达式进行积分，得：

$$\frac{1}{2}(M'_A V_A^2 - M'_{A0} V_{A0}^2) = \int_0^x Q dx。 \tag{12}$$

当 k = 常数时，此式可取下列形式：

$$\frac{1}{2} M'_A (V_A^2 - V_{A0}^2) = \int_0^x Q dx。 \tag{13}$$

由此可见，在此情况下，基本微分方程式（9）化为动能增量的形式时，便成为求积式。

应当指出，(12) 式和 (13)式只是具有动能增量方程式的形式，其左边实际上并不等于动能的增量，其右边也不等于給定力的功，因为在这些方程式的两边都包括摩擦力的功在內。

为了說明在自动武器各机构构件运动方程式的两端計算摩擦功的实质，我們引用一般的能量平衡关系。

根据能量不灭定律，可以写出下列普遍方程式：

$$dT + dW = dA,$$

式中

dT——动能的单元增量；

dW——損耗力的（在此情况下为摩擦力）的单元功；

dA——作用力的单元功（給定力）。

把机构构件运动方程式化为上述能量不灭方程式的形式。为此目的，利用方程式（7）：

$$M_A\frac{dV_A}{dt}+M_B\frac{dV_B}{dt}\frac{k}{\eta}=F_A-F_B\frac{k}{\eta}。$$

将 $k=\frac{dy}{dx}$ 代入，并以 dx 乘式的两边，便得：

$$M_A\frac{dV_A}{dt}dx+M_B\frac{dV_B}{dt}\frac{dy}{\eta}=F_Adx-F_B\frac{dy}{\eta};$$

式中

dx——构件 A 的单元位移；

dy——构件 B 的单元位移。

上式也可以改写为：

$$M_A\frac{dV_A}{dt}dx+M_B\frac{dV_B}{dt}dy+M_B\frac{dV_B}{dt}\left(\frac{1}{\eta}-1\right)dy+F_B\left(\frac{1}{\eta}-1\right)dy$$
$$=F_Adx-F_Bdy。$$

在此方程式中

$$M_A\frac{dV_A}{dt}dx+M_B\frac{dV_B}{dt}dy=dT$$——动能的单元增量；

$$F_Adx-F_Bdy=dA$$——給定主动力的单元功。

因此，根据能量不灭定律，剩下的两項应等于損耗力（摩擦力）的功

$$\left(\frac{1}{\eta}-1\right)M_B\frac{dV_B}{dt}dy+\left(\frac{1}{\eta}-1\right)F_B dy=dW。$$

分析此表达式，就可以发现$\left(\frac{1}{\eta}-1\right)M_B\frac{dV_B}{dt}dy$是由于惯性力的作用所产生的损耗力的功，$\left(\frac{1}{\eta}-1\right)F_B dy$则是由于作用力所引起的损耗力的功。

将运动方程式写为

$$M_A\frac{dV_A}{dt}dx+M_B\frac{dV_B}{dt}\frac{dy}{\eta}=F_A dx-F_B\frac{dy}{\eta}$$

时，由于惯性力的作用所产生的损耗力的功在方程式左边考虑，由于作用力所引起的损耗力的功则包括在方程式的右边。

就形式上說，上式与理想約束时的能量不灭方程式

$$dT=dA$$

相似，但就其内容来說，则不是理想約束时的运动方程式，因为在方程式的两边都有計算摩擦功的系数η。

所以（12）式和（13）式只可在形式上称为动能增量方程式。

在研究上述运动方程式时，可以看到：虽然构件A和B的质量在运动时保持不变，但构件A的运动方程式却取变质量的质点运动方程式的形式，而且所有这些方程式的形式与定质量的质点运动方程式的形式不同。

这种情况很重要，在作机构各构件的运动方程式时，必须予以考虑。

必须指出，如果傳动效率不是常数，而取决于机构的配置情况，因而取决于主动质点的座标，则动力学基本方程式将为（見方程式9）

$$M_A'\frac{dV_A}{dt}+\frac{k}{\eta}V_A^2\frac{dk}{dx}M_B=Q \qquad (14)$$

或

$$V_A\frac{dV_A}{dx}+\frac{M_B}{M_A'\eta}\cdot\frac{kdk}{dx}V_A^2=\frac{Q}{M_A'},$$

并可用以下的方法进行积分。

将$V_A^2=z$代入上式中，得：

$$\frac{dz}{dx}+\frac{2M_B}{M_A'\eta}k\cdot\frac{dk}{dx}z=\frac{2Q}{M_A'}。 \qquad (15)$$

当 Q 仅取决于基本构件的座标，即当 $Q = f(x)$ 时，可以引用下列符号：

$$\frac{2M_B}{M_{AB}} k \frac{dk}{dx} = P(x), \quad \frac{2Q}{M_A^\prime} = q(x),$$

式中 $P(x)$ 和 $q(x)$——座标 x 的函数。

利用这些符号，（15）式可写为：

$$\frac{dz}{dx} + P(x)z - q(x) = 0。$$

此方程式的积分为

$$z = \frac{C + \int q(x) e^{\int P(x) dx} dx}{e^{\int P(x) dx}},$$

或者，将 $V_A^2 = z$ 代入，得

$$V_A^2 = \frac{C + \int q(x) e^{\int P(x) dx} dx}{e^{\int P(x) dx}}, \qquad (16)$$

式中

C——根据起始条件求出的积分常数。

分析（16）式，并将它与（12）式相比较，就可以发現，虽然（16）式中的力只取决于基本构件的位移，但(16)式十分复杂，而且不便于实际运用。

由于摩擦系数不易估計，也不知道机构各机件的运动規律，不可能精确地求出效率，因此在（16）式中取效率为变量是不恰当的。所以在研究机构时，应当运用在效率为常数的条件下所得出的表达式。

因而最后可取（10）、（11）、（12）等式为計算机构构件运动特征量的基本方程式。这些方程式是以在所研究的运动路段上 $\eta = \eta_{cp} =$ 常量为基础的。

1）动力学基本方程式：

a）$k = f(x)$ 时，

$$M_A \frac{dV_A}{dt} + \frac{1}{2} V_A^2 \frac{dM_A^\prime}{dx} = Q;$$

6）k = 常量时，

$$M'_A\frac{dV_A}{dt}=Q。$$

2）以动量的单元增量的形式表示之方程式：

$k=f(x)$ 时，

$$M'_A dV_A+\frac{1}{2}V_A dM'_A=Qdt,$$

k = 常量时

$$M'_A dV_A=Qdt。$$

3）动能方程式

$k=f(x)$ 时，

$$\frac{1}{2}(M'_A V_A^2-M'_{A0}V_{A0}^2)=\int_0^x Qdx,$$

k = 常量时

$$\frac{1}{2}M'_A(V_A^2-V_{A0}^2)=\int_0^x Qdx。$$

解这些方程式时，必须先求出：

$$M'_A=f(x),$$

$$Q=f(x)$$

或

$$Q=f(t)$$

等量，也就是要先求出作为 x 或 t 的函数的换算质量和换算力。

在研究自动武器各机构的运动时（例如，弹链供弹机构、枪机加速机构等），常常可以应用前面所研究的机构原理图（在此图中，机构由两个质点組成，而两质点之間用傳速比为变量的傳动机相連接）。

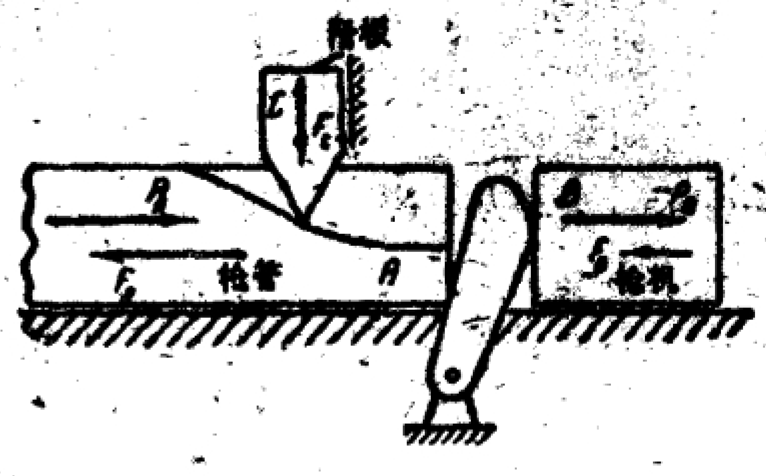


图76　两个机构同时工作的略图。

但是，有时候有几

个机构同时工作，而只有一个基本构件，例如枪机加速机工作时，彈鏈供彈机构同时工作（图76）的情况。

运用前面的方法，可以証明：当有一个基本主动构件和几个工作构件时，只要机构的构件只有一个自由度，就可以采用前面求得的各个方程式，仅仅换算质量和换算力的表达式需予以改变。在具有几个工作构件时，换算质量和换算力的表达式为：

$$M'_A = M_A + \sum_{i=1}^{i=n} M_i \frac{k_i^2}{\eta_{cp_i}},$$

$$Q = F_A - \sum_{i=1}^{i=n} F_i \frac{k_i}{\eta_i},$$

式中 M_A——基本构件（主动构件）的质量；

M_i——从动的工作构件的质量；

F_A——作用于基本构件上的主动力；

F_i——作用于第 i 个工作构件上的阻力；

k_i——第 i 个工作构件对基本构件的傳速比；

η_i——基本构件对第 i 个工作构件的傳动效率。

§2 当活动构件之間有运动約束时，自动武器各机构运动的微分方程式（武器緩冲）

对武器本身可能沿导軌移动的自动武器，研究其各机构的工作时，至少要研究三个构件的运动：基本构件、工作构件和联接武器各部分的构件。

根据自动机的型式和武器結构的不同，当作最后一种构件的，可以是武器上的各种不同部分，如枪管、机匣、套筒、机箱等等。为了以后不再列举第三种构件所包括的各个部分，我們称它为定向构件，或者称为机箱。

在分析这些构件的运动性质时，可以认为定向构件和基本构件一般的只作平移直綫运动，因为自动武器上作为基本构件的一

般的是枪管、枪机或枪机框，这些零件都在机箱或机匣（即定向构件）内移动。

在武器緩冲时，机匣和机箱一般也是沿枪膛軸綫方向作平移运动。

工作构件可以在不同的方向上移动，但是在大部分自动武器上，其运动方向垂直于枪膛軸綫，或平行于枪膛軸綫。

工作构件垂直于枪膛軸綫移动的有供彈机构，主要的是彈鏈供彈机构，在此机构中，撥彈滑板（工作构件）一般垂直于枪膛軸綫作往复运动。

工作构件平行于枪膛軸綫移动的有加速机构，在此机构中，枪机（工作构件）和枪管（基本构件）在同一方向上移动。

应当指出，工作构件作旋轉运动的情况（例如利用轉鼓供彈）經常可以通过一些假設，将它化为工作构件的平移运动。

所以我們将研究工作构件的两种基本运动情况：枪机加速机构的工作和滑板式彈鏈供彈机构的工作。

假設枪机加速机构与彈鏈供彈机构同时工作，如图77所示。

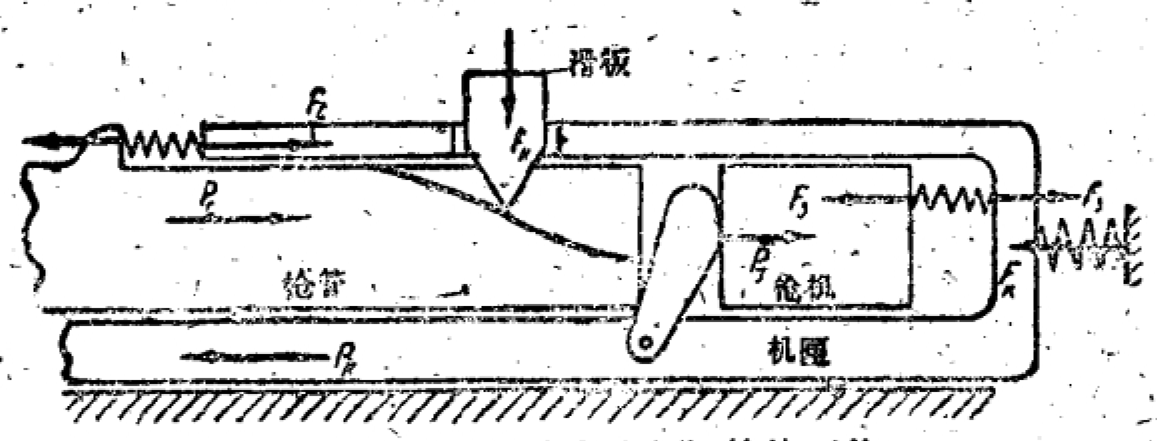


图77　自动武器緩冲时各机构的工作。

在此略图上，枪管是基本构件，枪机和撥彈滑板是工作构件，而定向构件则是机枪的机箱。在分析各机构构件的运动特性时，每一个构件都要用一个替换质量来代替；于是就把問題化为研究四个质点的运动。在这些质点之間具有一定的約束，这些約束决定于枪机加速机构和彈鏈供彈机构的傳动机的結构。

用相应的反作用力代替略图中的各个約束，就可以对机构的

每个构件写出下列微分方程式[●]：

对于机箱，

$$M_к\ddot{x}=R_к'+R_к''-F_к+F_c+F_з-P_к; \quad (17)$$

对于枪管，

$$M_c(\ddot{\xi}+\ddot{x})=P_c-R_c'-R_c''-F_c; \quad (18)$$

对于枪机，

$$M_з(\ddot{\gamma}+\ddot{x})=R_з-F_з+P_з; \quad (19)$$

对于撥彈滑板，

$$\left.\begin{aligned}M_п\ddot{\sigma}&=R_п-F_п,\\ M_п\ddot{x}&=R_п-R_к'',\end{aligned}\right\} \quad (20)$$

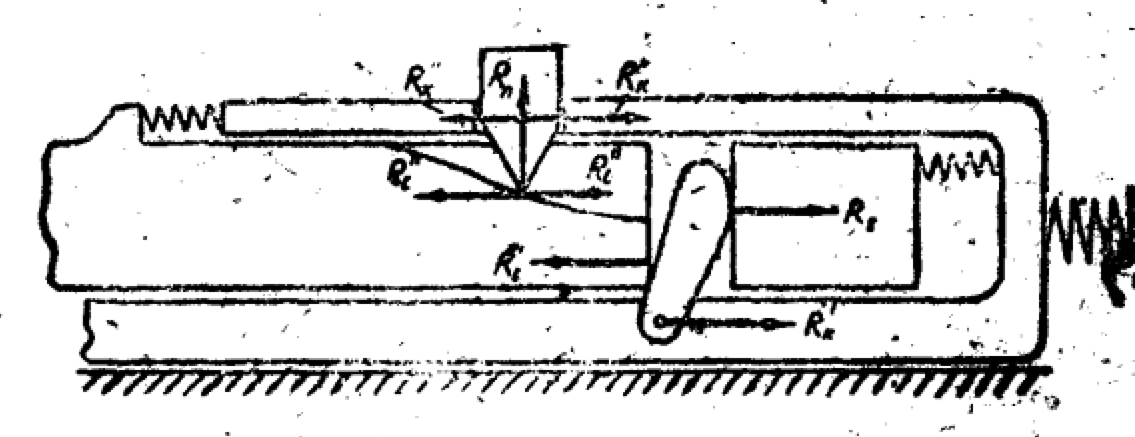


图78　約束反作用力的作用略图。

式中

x——机箱的座标；

ξ；γ；σ——枪管、枪机、和撥彈滑板对机箱的相对座标；

$M_к$；M_c；$M_з$；$M_п$——机箱，枪管，枪机，撥彈滑板的质量；

$F_к$；F_c；$F_з$；$F_п$；$P_к$；P_c；$P_з$——对机箱、枪管、枪机、撥彈滑板的作用力；

$R_к'$；R_c'；$R_з$——約束反作力的合力在机箱、枪管和枪机的速度方向上的投影，这些力决定于枪机加速机

● 加速机的质量略去不計。

构的傳动机的約束；

$R''_{к}$; $R''_{с}$; $R_{п}$——約束反作用力的合力在机箱和撥彈滑板的速度方向上的投影，这些力决定于彈鏈供彈机构的傳动机的約束。

对于約束反作用力还可以写出三个方程式，在理想約束的条件下，这些方程式为：

$$R'_{с}=R_{з}+R'_{к}; \tag{21}$$

$$\left.\begin{aligned} R'_{с}(\dot{\xi}+\dot{x})&=R_{з}(\dot{\varphi}+\dot{x})+R'_{к}\dot{x};\\ R''_{с}(\dot{\xi}+\dot{x})&=R_{п}\dot{\sigma}+R''_{к}\dot{x}。\end{aligned}\right\} \tag{22}$$

第一个方程式是根据約束反作用力对整个系統为內力的条件而得出的，第二个方程式是根据約束反作用力在机构构件的任何虛位移上的单元功之和等于零的关系得出的。

利用等式（21），可以将（22）式中的两个等式化为下列形式：

$$R'_{с}=R_{з}\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\xi}}$$

和

$$R''_{с}=R_{п}\frac{\dot{\sigma}}{\dot{\xi}},$$

但是

$$\frac{\dot{\varphi}}{\dot{\xi}}=k_{з} \text{ 和 } \frac{\dot{\sigma}}{\dot{\xi}}=k_{п},$$

式中 $k_{з}$——枪机对枪管的傳速比；

$k_{п}$——撥彈滑板对枪管的傳速比。

因此，$R'_{с}=R_{з}k_{з}$；$R''_{с}=R_{п}k_{п}$。

对于非理想約束，約束反作用力的方程式取决于計算摩擦力的方法和所取的假設。

如果引用机械效率来考慮約束的非理想性（如前面所作的探討一样），在忽略定向构件与固定零件間的摩擦力时，約束反作用力的关系式可写为：

$$R'_{с}=R_{з}+R'_{к}; \tag{23}$$

$$R_c' = R_3 \frac{k_3}{\eta_3};\quad R_c'' = R_\Pi \frac{k_\Pi}{\eta_\Pi}, \tag{24}$$

式中 η_3 和 η_Π——在枪管为基本构件的条件下，彈鏈供彈机构和枪机加速机构的傳动效率。

現在我們有八个方程式，从这些方程式中消去約束反作用力，就可以得到两个不包含約束反作用力的微分方程式。

消去約束反作用力以后，得：

$$M_0\ddot{x} + M_3\ddot{\gamma} + M_c\ddot{\xi} = P_c + P_3 - P_K - F_K = Q_x, \tag{25}$$

$$M_c\ddot{\xi} + M_3\frac{k_3}{\eta_3}\ddot{\gamma} + M_\Pi\frac{k_\Pi}{\eta_\Pi}\ddot{\sigma} + \left(M_c + M_3\frac{k_3}{\eta_3}\right)\ddot{x}$$

$$= P_c - F_c + (P_3 - F_3)\frac{k_3}{\eta_3} - F_\Pi\frac{k_\Pi}{\eta_\Pi} = Q_\xi, \tag{26}$$

式中 Q_x 和 Q_ξ——考虑到非理想約束时的綜合力；

$$M_0 = M_K + M_c + M_3 + M_\Pi。$$

前面我們曾得出傳速比的表达式：

$$k_3 = \frac{\dot{\gamma}}{\dot{\xi}} \text{和} k_\Pi = \frac{\dot{\sigma}}{\dot{\xi}}。$$

由此傳速比的表达式可得：

$$\ddot{\gamma} = k_3\ddot{\xi} + \dot{k}_3\dot{\xi},\quad \ddot{\sigma} = k_\Pi\ddot{\xi} + \dot{k}_\Pi\dot{\xi}。$$

将$\ddot{\gamma}$和$\ddot{\sigma}$的表达式代入（25）和（26）式，得

$$M_0\ddot{x} + (M_c + M_3k_3)\ddot{\xi} + \dot{\xi}\dot{k}_3M_3 = Q_x, \tag{27}$$

$$\left(M_c + M_3\frac{k_3^2}{\eta_3} + M_\Pi\frac{k_\Pi^2}{\eta_\Pi}\right)\ddot{\xi} + \left(M_c + M_3\frac{k_3}{\eta_3}\right)\ddot{x}$$

$$+\left(M_3\dot{k}_3\frac{k_3}{\eta_3} + M_\Pi\dot{k}_\Pi\frac{k_\Pi}{\eta_\Pi}\right)\dot{\xi} = Q_\xi。 \tag{28}$$

引用符号

$$M_c + M_3\frac{k_3^2}{\eta_3} + M_\Pi\frac{k_\Pi^2}{\eta_\Pi} = M_c';$$

$$M_c + M_3\frac{k_3}{\eta_3} = m_\eta;$$

$$M_c + M_3k_3 = m,$$

便得

$$M_0\ddot{x} + m\ddot{\xi} + \dot{m}\dot{\xi} = Q_x, \tag{29}$$

$$M'_c\ddot{\xi}+m_n\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}'_c\dot{\xi}=Q_\xi。\tag{30}$$

由这两个方程式中消去 $\ddot{\xi}$，便得:

$$(M'_cM_0-mm_n)\ddot{x}+\left(\frac{1}{2}\dot{M}'_cm-M'_c\dot{m}\right)\dot{\xi}=Q_xM'_c-Q_\xi m$$

或

$$\ddot{x}=\frac{\left(\frac{1}{2}\dot{M}'_c\frac{m}{M'_c}-\dot{m}\right)\dot{\xi}+Q_x-\frac{m}{M'_c}Q_\xi}{M_0-m_n\frac{m}{M'_c}}。\tag{31}$$

方程式（30）可以写为:

$$\ddot{\xi}=-\frac{\frac{1}{2}\dot{M}'_c\dot{\xi}+m_n\ddot{x}-Q_\xi}{M'_c}。\tag{32}$$

如果由（29）和（30）式中消去 $\ddot{x}$，便得

$$(M'_cM_0-mm_n)\ddot{\xi}+\left(\frac{1}{2}\dot{M}'_cM_0-\dot{m}m_n\right)\dot{\xi}=Q_\xi M_0-Q_xm_n$$

或

$$\left(M'_c-\frac{mm_n}{M_0}\right)\ddot{\xi}+\frac{1}{2}\left(\dot{M}'_c-2\frac{\dot{m}m_n}{M_0}\right)\dot{\xi}=Q_\xi-Q_x\frac{m_n}{M_0}。$$

此式还可以写为:

$$\left(M'_c-\frac{mm_n}{M_0}\right)\ddot{\xi}+\frac{1}{2}\left(\dot{M}'_c-\frac{\dot{m}m_n+m\dot{m}_n}{M_0}\right)\dot{\xi}+\frac{m\dot{m}_n}{2M_0}\dot{\xi}$$
$$-\frac{\dot{m}m_n}{2M_0}\dot{\xi}=Q_\xi-Q_x\frac{m_n}{M_0}$$

或

$$\left(M'_c-\frac{mm_n}{M_0}\right)\ddot{\xi}+\frac{1}{2}\frac{d}{dt}\left(M'_c-\frac{mm_n}{M_0}\right)\dot{\xi}+\frac{m^2}{2M_0}\frac{d}{dt}\left(\frac{m_n}{m}\right)\dot{\xi}$$
$$=Q_\xi-Q_x\frac{m_n}{M_0}。\tag{33}$$

当 $\frac{m_n}{m}$=常量时，（33）式便化为:

$$M_{\text{пр}}\ddot{\xi}+\frac{1}{2}\frac{dM_{\text{пр}}}{d\xi}\dot{\xi}^2=Q_\xi-Q_x\frac{m_n}{M_0}\tag{34}$$

或

$$\frac{1}{2}(M_{\text{пр}}\dot{\xi}^2-M_{\text{пр}0}\dot{\xi}_0^2)=\int_{\xi_0}^{\xi}\left(Q_\xi-\frac{m_n}{M_0}Q_x\right)d\xi,\tag{35}$$

式中

$$M_{np} = M'_c - \frac{m m_n}{M_9}。 \quad (36)$$

在 $m = m_n$ 和 k_3 = 常量时，$\frac{m_n}{m}$ = 常量的条件可以成立。

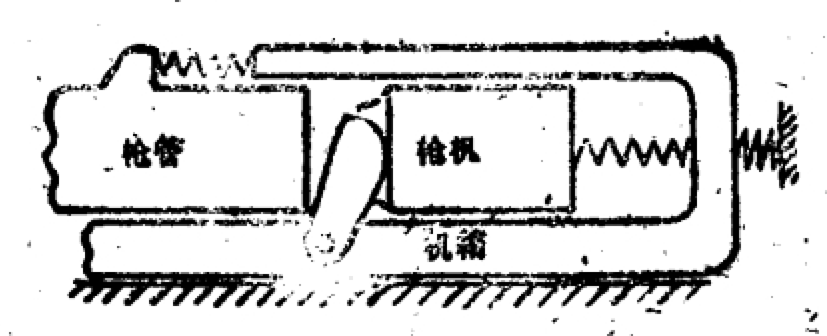


图79 加速机构在武器緩冲时的工作略图。

等式 $m = m_n$ 的成立，必須具有下列条件之一：

$$M_3 = 0;\ k_3 = 0;\ \eta_3 = 1。$$

在加速机构不工作时前两个条件成立，在理想約束时第三个条件成立。

在加速机构单独工作时（图79），（31）和（32）式的形式保持不变，在此情况下，Q_x，Q_ξ，M'_c 将发生相应变化，M'_c 的表达式将为

$$M'_c = M_c + M_3 \frac{k_3^2}{\eta_3}。 \quad (37)$$

在彈鏈供彈机构单独工作时，微分方程的形式将根据什么构件（枪管或者枪机）是基本构件，和沒有参与机构工作的构件的运动性质而定。

在彈鏈供彈机构工作时（图80），枪管和枪机如果紧密扣合在一起（沒有开鎖），则在微分方程式（31）和（32）中应取：

$$k_0 = 1 \text{ 和 } \eta_0 = 1。 \quad (38)$$

我們再来研究自动武器各机构在武器緩冲时的另一种工作情况，这时彈鏈供彈机构和枪机加速机构同时工作（图81）。

以反作用力代替各个約束，根据达兰貝尔原理，可以写出下列单个构件（机箱、枪管、机头、枪机、撥彈滑板）的动平衡方程式：

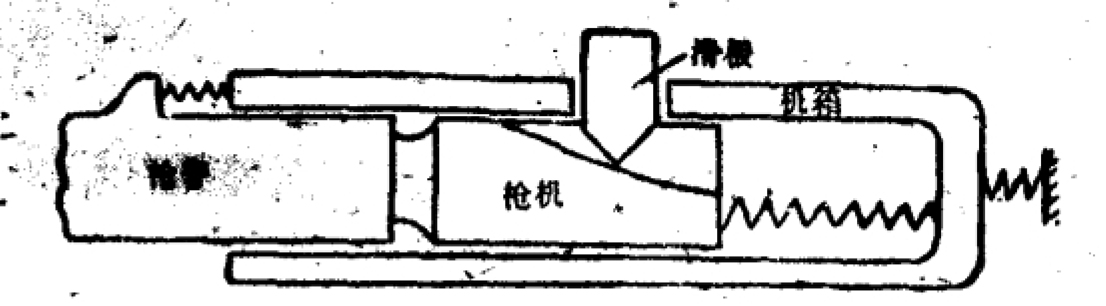


图80 供弹机构在武器缓冲时的工作略图。

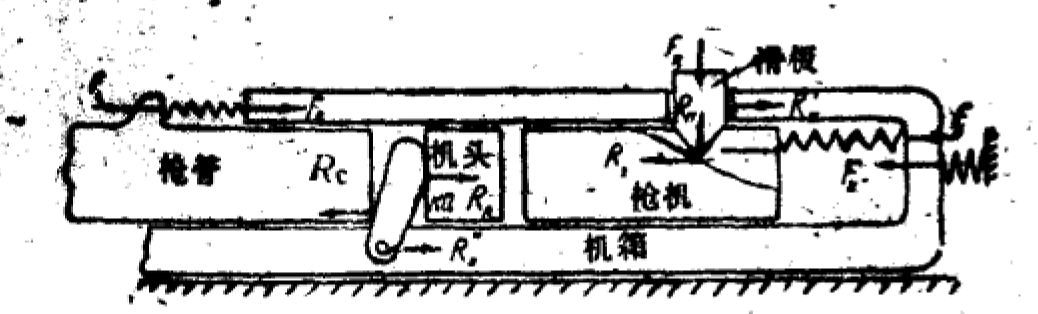


图81 自动武器各机件在武器缓冲时最一般的工作略图。

$$(M_к+M_п)\ddot{x}=R'_к+R''_к+F_з+F_c-F_к;\qquad(39)$$

$$M_c(\ddot{\xi}+\ddot{x})=-R_c-F_c;\qquad(40)$$

$$M_з(\ddot{\gamma}+\ddot{x})=-F_з-R_з;\qquad(41)$$

$$M_л(\ddot{\delta}+\ddot{x})=R_л;\qquad(42)$$

$$M_п\ddot{\sigma}=R_п-F_п;\qquad(43)$$

式中 x——机箱的座标；

$\xi;\gamma;\delta;\sigma$——枪管、枪机、机头和拨弹滑板对机箱的相对座标；

$M_к;M_c;M_з;M_л;M_п$——机箱、枪管、枪机、机头和拨弹滑板的质量。

除了这些方程式之外，还可以写出下列約束反作用力的关系式：

$$R_з=R'_к;\qquad(44)$$

$$R_з=R_п\frac{k_п}{\eta_п};\qquad(45)$$

$$R_л+R''_к=R_c;\qquad(46)$$

$$R_c=R_л\frac{k_л}{\eta_л},\qquad(47)$$

式中

$k_л$——机头对枪管的傳速比；

$k_п$——撥彈滑板对枪机的傳速比；

$\eta_л$；$\eta_п$——相应的傳动效率。

利用这些表达式，并由（39～43）式中消去約束反作用力，可得出三个运动方程式

$$M_0\ddot{x}+M_c\ddot{\xi}+M_з\ddot{\gamma}+M_л\ddot{\delta}=-F_к; \tag{48}$$

$$M_c(\ddot{\xi}+\ddot{x})=-F_c-M_л\frac{k_л}{\eta_л}(\ddot{\delta}+\ddot{x}); \tag{49}$$

$$M_з(\ddot{\gamma}+\ddot{x})=-F_з-F_п\frac{k_п}{\eta_п}-M_п\ddot{\sigma}\frac{k_п}{\eta_п}, \tag{50}$$

式中

$$M_0=M_к+M_c+M_з+M_л+M_п。$$

利用傳速比的表达式

$$k_л=\frac{\dot{\delta}}{\dot{\xi}},\quad k_п=\frac{\dot{\sigma}}{\dot{\gamma}},$$

（48），（49）和（50）式可以化为：

$$M_0\ddot{x}+(M_c+M_лk_л)\ddot{\xi}+M_з\ddot{\gamma}+M_л\dot{\xi}\dot{k}_л=-F_к; \tag{51}$$

$$M_з\ddot{x}+\left(M_з+M_п\frac{k_п^2}{\eta_п}\right)\ddot{\gamma}+M_п\frac{k_п}{\eta_п}\frac{dk_п}{d\gamma}\dot{\gamma}^2=F_з-F_п\frac{k_п}{\eta_п}; \tag{52}$$

$$\left(M_c+M_л\frac{k_л}{\eta_л}\right)\ddot{x}+\left(M_c+M_л\frac{k_л^2}{\eta_л}\right)\ddot{\xi}+M_л\frac{k_л}{\eta_л}\frac{dk_л}{d\xi}\dot{\xi}^2=-F_c。 \tag{53}$$

引用下列符号

$$M_c+M_лk_л=m;\qquad M_c+M_л\frac{k_л}{\eta_л}=m_n;$$

$$M_c+M_л\frac{k_л^2}{\eta_л}=M_c';\quad M_з+M_п\frac{k_п^2}{\eta_п}=M_з',$$

可得：

$$M_0\ddot{x}+m\ddot{\xi}+M_з\ddot{\gamma}+\frac{dm}{d\xi}\dot{\xi}^2=-F_к; \tag{54}$$

$$M_з\ddot{x}+M_з'\ddot{\gamma}+\frac{1}{2}\frac{dM_з'}{d\gamma}\dot{\gamma}^2=F_з-F_п\frac{k_п}{\eta_п}; \tag{55}$$

$$m_n\ddot{x}+M_c'\ddot{\xi}+\frac{1}{2}\frac{dM_c'}{d\xi}\dot{\xi}^2=-F_c。 \tag{56}$$

利用（55）和（56）式，由（54）式中消去$\ddot{\gamma}$和$\ddot{\xi}$，便得：

$$\ddot{x}=\frac{\frac{1}{2}\frac{M_з}{M'_з}\frac{dM'_з}{d\gamma}\dot{\gamma}^2+\left(\frac{1}{2}\frac{m}{M'_c}\frac{dM'_c}{d\xi}-\frac{dm}{d\xi}\right)\dot{\xi}^2-Q}{M_0-\frac{M_з^2}{M'_з}-\frac{mm_n}{M'_c}},\tag{57}$$

式中

$$Q=F_к-F_c\frac{m}{M'_c}+\frac{M_з}{M'_з}Q_п;$$

$$Q_п=F_з+F_п\frac{k_п}{\eta_п}。$$

对$\ddot{\gamma}$和$\ddot{\xi}$解方程式（55）和（56），得

$$\ddot{\gamma}=-\frac{\frac{1}{2}\frac{dM'_з}{d\gamma}\dot{\gamma}^2+M_з\ddot{x}+Q_п}{M'_з},\tag{58}$$

$$\ddot{\xi}=-\frac{\frac{1}{2}\frac{dM'_c}{d\xi}\dot{\xi}^2+m_n\ddot{x}+F_c}{M'_c}。\tag{59}$$

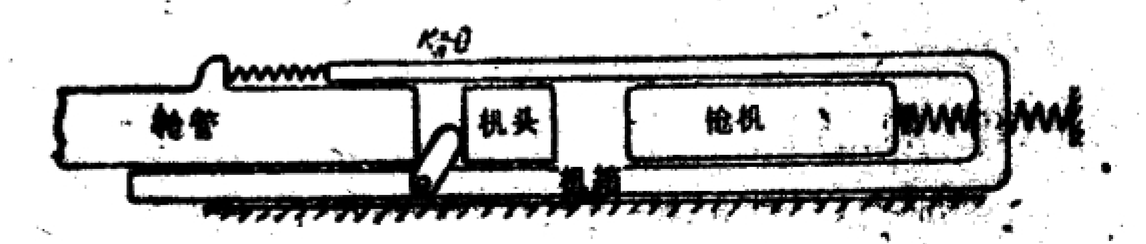


图82　$k_п=0$时的机构略图。

图81和微分方程式（54）、（55）、（56）、（57）、（58）、（59），是最普遍的形式，符合于自动武器各机构在武器缓冲时的各种工作情况。

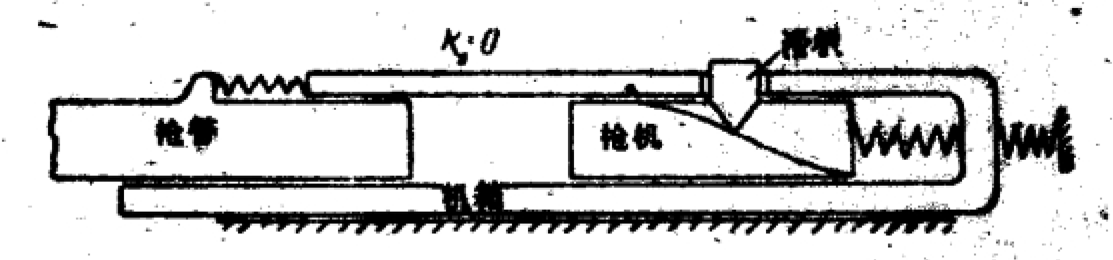


图83　$k_з=0$时的机构略图。

$k_п=0$时，机构略图（图81）变成图82的形式。$k_з=0$时，机构略图（图81）变成图83的形式。

随着机构略图的变化，相应的微分方程式也将发生变化。

如果使傳速比和座标服从于一定的条件（$k_n=0$；$k_x=0$等等），就可以得出符合于具体机构方案的独特的微分方程式。

§3 傳速比的确定

决定任何复杂机构傳速比的最簡单方法，是以利用极速度图为基础的图解法。

利用极速度图来决定傳速比之所以成为可能，是由于决定傳速比

$$k=\frac{V_B}{V_A}$$

就是求机构上两点的速度之比値。

运用这一方法来决定傳速比的便利之处在于：計算速度比値时，速度图可按任何比例繪出。

利用这种方法来决定傳速比与基本构件的座标的关系 $k=f(x)$ 时，需要在基本构件的几个不同位置上繪制速度图。

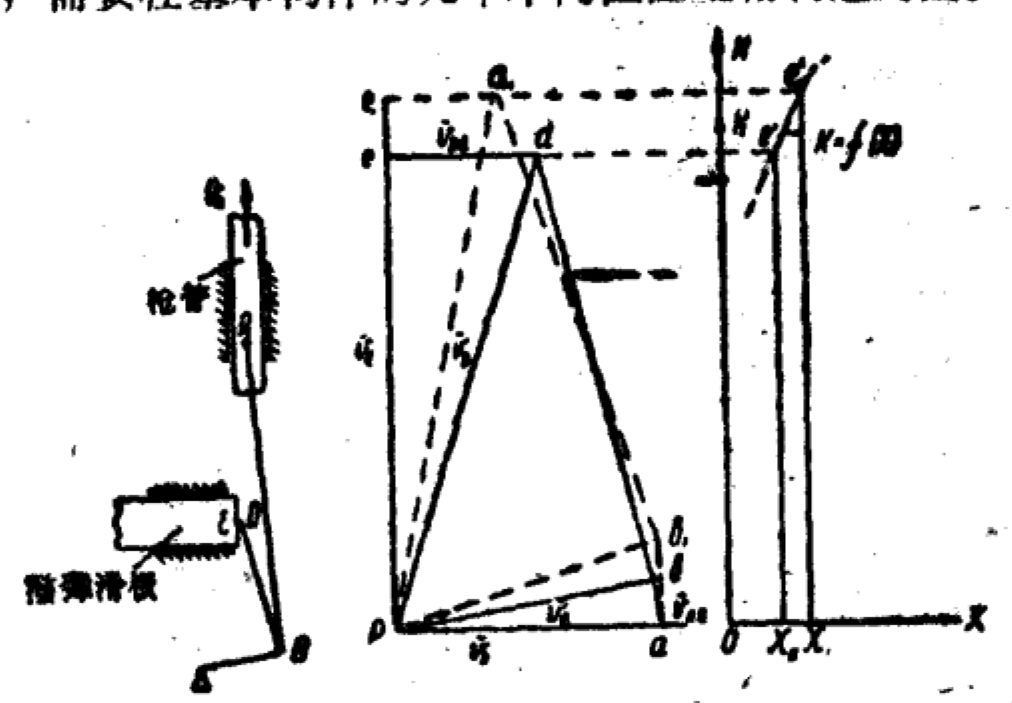


图84 利用极速度图确定傳速比。

对于自动武器的机构，可以根据一般的原則来繪制极速度图。下面以实例說明弹鏈供弹机构的傳速比 $k=f(x)$ 的求法（求由 E 点傳到 A 点的傳速比，如图84）。

在图84上，作有机构各构件在两个不同位置上的极速度图，

其中一个用实綫画出，一个用虛綫画出。

机构上待研究的各点以大写字母 A、B、D、E 表示，在速度图上与这些点的絕对速度成比例的向量的端点，则标以字母 a、b、d、e。

在图84上同时还作有 $k=f(x)$ 的曲綫，从图上可以看出，在 $k=f(x)$ 曲綫中 k 的比例尺为 $\alpha_K=\frac{1}{pa}$，其中 pa 是极速度图上的不变向量。

自动武器中大部分的杠杆傳动机构的 $k=f(x)$ 的图解都可以用同样的方法求出。利用图解微分法繪制极速度图和 $k=f(x)$ 曲綫时，以这种方法也可以决定凸輪机构的傳速比。

假設，需要求弹鏈供弹机构的傳速比。这一机构的略图示于图85，图上还画有带动撥弹滑板的凸輪理論輪廓曲綫。从图上可以看出，适当的选擇座标原点时，凸輪理論輪廓曲綫即可作为 $s=f(x)$ 的图解，此处的 s 是撥弹滑板（B 点）的座标，而 x 则是枪机（A 点）的座标。

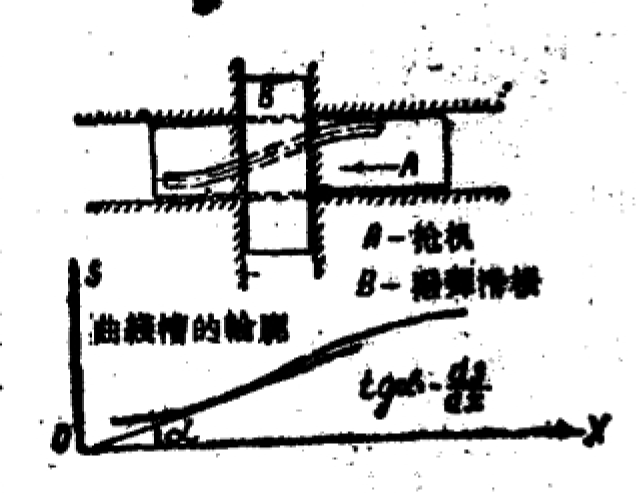


图85　供弹用的凸輪机构。

可以肯定，在 x 和 s 取同一比例尺时，在曲綫 $s=f(x)$ 的任一点 $x=x_1$ 上傾角的正切，将等于机构在这一点（$x=x_1$）上的傳速比。

实际上

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{ds}{dx}=\frac{V_B}{V_A}=k。$$

因此，要得出 $k=f(x)$ 的关系，就必須求出

$$\frac{ds}{dx}=f(x)$$

的关系，也就是对函数 $s=f(x)$ 进行微分。

这种演算可以用图解微分法来完成（图86）。

如 α_x 和 α_s 各为枪机的座标 x 和撥彈滑板的座标 s 的比例尺，則 k 的比例尺为

$$\alpha_k = \frac{\alpha_s}{\alpha_x H},$$

式中 H 为极距。

为了繪出 $k = f(x)$ 的全图，我們把所有 Ob 綫段移到 $s = f(x)$ 图解的相应纵座标上，并以平滑曲綫連接所得的各点，即得 $k = f(x)$ 曲綫。

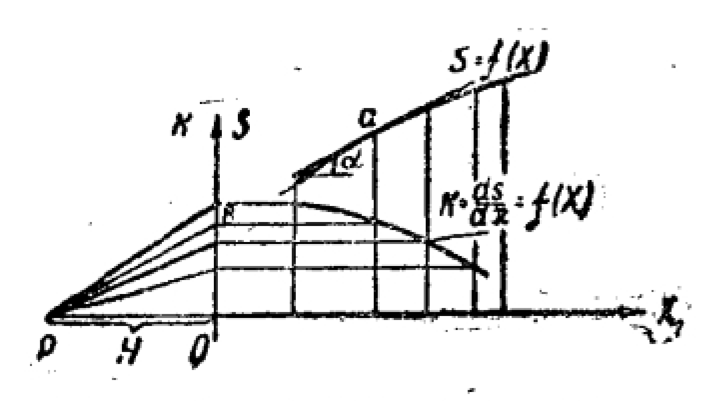


图86　用图解微分法决定傳速比。

由作图可以看出，三角形 OPB 就是机构上所研究的各点的极速度图，因而在給定的情况下，机构构件极速度图的繪制，可以作为决定傳速比的基础，而图解微分法的应用，只不过是使速度图的繪制合理化罢了。

上述决定傳速比的方法往往产生很大的誤差。在某些情况下，为了更精确地决定傳速比，不采用图解微分法。

凸輪的实际輪廓曲綫經常是由一根直綫联結两个圓弧所組成的，这种組成凸輪輪廓的方法，常用于自动武器各机构的設計。因为这种結构能降低凸輪輪廓的加工成本。这种凸輪的理論輪廓曲綫通常也是由两个圓弧和一根直綫組成的。

在研究如何决定自动武器各机构的傳速比和效率的方法时，可以根据基础构件和工作构件运动特性的不同，把凸輪机构分为几种类型，同时根据凸輪輪廓所在位置的不同，在各个类型中又可区分为几个亚类（如下頁表列所示）。

表中列出自动武器各机构中最常見的凸輪机构。有时在自动武器各机构中也遇到杠杆凸輪机构，这种机构是杠杆机构和凸輪机构的組合。

СГ-43、别列达等机枪的彈鏈供彈机构，伯克門、勃朗宁等机枪的枪机閉鎖机构都是第一型凸輪机构。

凸輪机构的类型	凸輪机构的亚类	基本构件A的运动特性	工作构件B的运动特性	构件运动規律所确定的輪廓配置情形	略图
1	a	平移运动（直綫运动）	在与基本构件运动方向相垂直的方向上作平移运动（直綫运动）	在基本构件上	
	б	〃	〃	在工作构件上	
2	a	平移运动（直綫运动）	繞平行于基本构件运动方向的固定軸旋轉	在基本构件上	
	б	〃	〃	在工作构件上	
3	a	平移运动（直綫运动）	繞垂直于基本构件运动方向的固定軸旋轉	在基本构件上	
	б	〃	〃	在工作构件上	
4	a	平移运动（直綫运动）	在与基本构件运动方向相垂直的方向上作平移运动（直綫运动）	在基本构件上	
	б	〃	〃	在中間构件上	
5	a	平移运动（直綫运动）	在与基本构件运动方向相平行的方向上作平移运动（直綫运动）	在基本构件上	
	б	〃	〃	在中間构件上	
6	a	平移运动（直綫运动）	在与基本构件运动方向相平行的方向上作平移运动（直綫运动）	在工作构件上	
	б	〃	〃	在中間构件上	

1939年式ДС机枪的彈鏈供彈机构，紹沙、路易士等机枪的枪机閉鎖机构都是第二型凸輪机构。

路易士机枪的彈盘傳动机构，ДП式和1939年式ДС机枪的閉鎖机构，都是第三型凸輪机构。

勃朗宁和德莱西重机枪的彈鏈供彈机构，都是第四型的鉸鏈一凸輪机构。

各种不同的加速机构（勃朗宁、伯克門等机枪的加速机构）中有第五型和第六型凸輪机构。

下面我們将討論决定自动武器中各类凸輪机构的傳速比的方法。

在輪廓已經給定的条件下，第一型机构的$k = f(x)$曲綫可按照下列两种方案繪制：

第一方案（图87）。

1）作一直綫ab平行于横座标軸，并使之与組成凸輪理論輪廓的两圓弧中心的距离相等；

2）作若干纵座标綫，使其中的两根直綫通过凸輪輪廓上直綫和圓弧的联接点；

3）将組成凸輪輪廓的圓弧与纵座标綫的交点，用直綫与圓

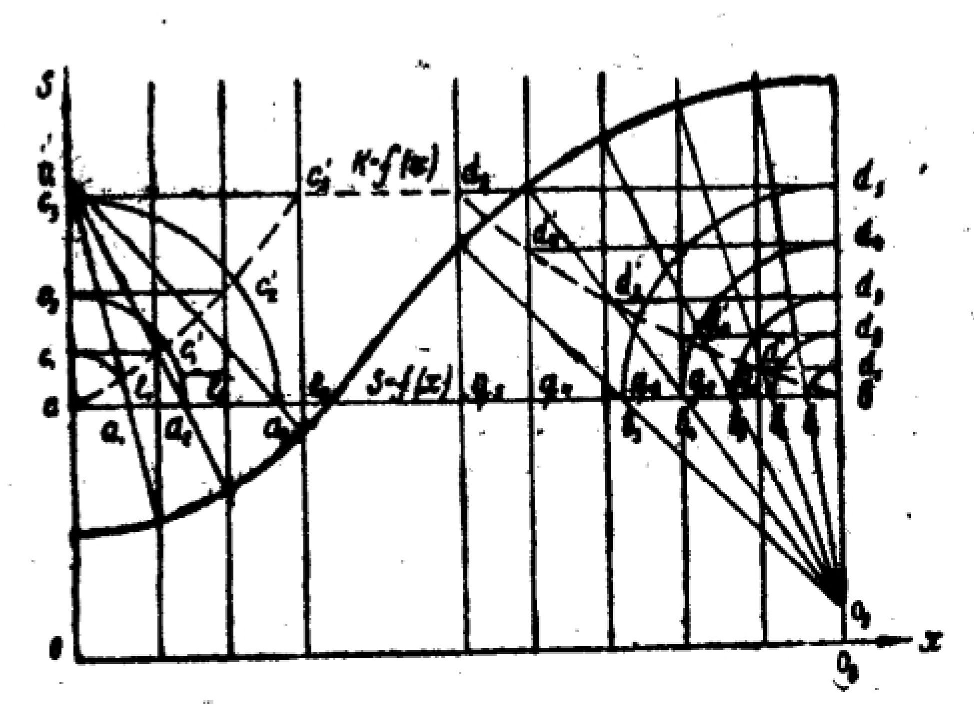


图87 傳速比的确定（第一方案）。

心O_1和O_2连接起来；

4）以a、b两点为圆心，aa_1、aa_2……bb_1、bb_2等綫段为半徑，作圓弧使之与过O_1和O_2所引的纵座标綫相交；

5）由c_1、c_2、c_3……和d_1、d_2、d_3……各点作平行于横座标軸的直綫，使之与相应的纵座标綫相交，得e_1c_1'、e_2c_2'……q_1d_1'、q_2d_2'等綫段，这些綫段就表示傳速比，其比例尺为$\alpha_k=\frac{1}{aO_1}$。

以平滑曲綫連接c_1'、c_2'……和d_1'、d_2'等点，卽可求得座标原点为a的$k=f(x)$曲綫。

其实，由三角形aO_1a_3可得

$$\frac{aa_3}{aO_1}=\operatorname{tg}\alpha,$$

式中α角等于曲綫$s=f(x)$在該位置上对横座标軸所形成的傾角。

因此，
$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{ds}{dx}=k;$$

也就是
$$\frac{aa_3}{aO_1}=\frac{ds}{dx}=k。$$

但根据作圖，$aa_3=e_3c_3'$。因而，$e_3c_3'=aO_1k$；也就是說e_3c_3'綫段实际上表示傳速比，其比例尺为$\alpha_k=\frac{1}{aO_1}$。

第二方案（图88）：

1）作若干纵座标綫，使其中的两个通过凸輪輪廓上直綫和圓弧的联接点；

2）給出k的比例尺α_k，从組成凸輪輪廓的圓弧的圓心O_1和O_2起，在过該二点的纵座标綫上，取綫段O_1a和O_2b，使之等于$\frac{1}{\alpha_k}$；

3）由a点和b点作水平綫段aa'和bb'；

4）将纵座标綫与組成凸輪輪廓的圓弧的交点用直綫和圓心O_1和O_2連接起来；

5）将得出的aa_1、aa_2……bb_1、bb_2等綫段移到相应的纵座标綫上，得e_1c_1、e_2c_2……q_1d_1、q_2d_2等綫段，它們分别等于綫段aa_1、aa_2……bb_1、bb_2，在这种情况下，綫段e_1c_1、e_2c_2……q_1d_1、

q_2d_2等等就将表示傳速比k，其比例尺为$\frac{1}{O_1a}$或$\frac{1}{O_2b}$，亦即α_k。

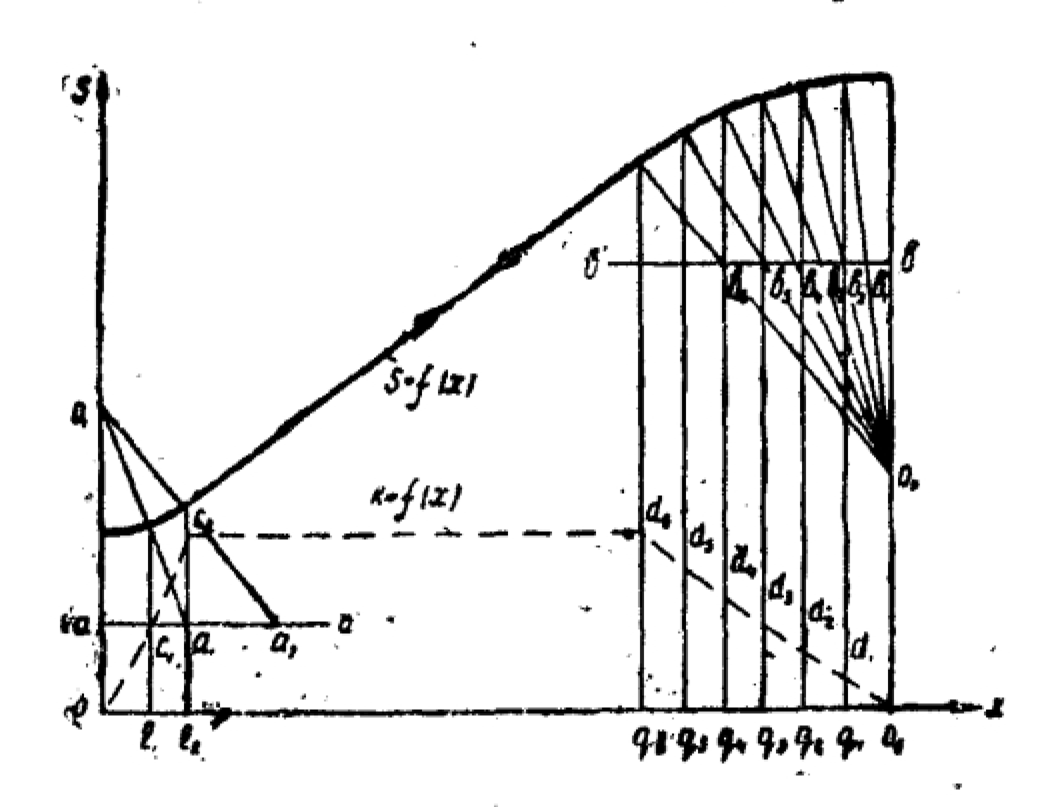


图88 傳速比的确定（第二方案）。

这种作法的証明完全与第一方案相似。

以平滑曲綫連接c_1、c_2……d_1、d_2等点，就可求得座标原点为O的$k=f(x)$曲綫。

在第一型凸輪机构的两个亚类中，不管那一个构件（A或B）是凸輪，都可以利用这种方法来决定其傳速比k。

分析一下第二型凸輪机构（图89），就不难看出，假如从需要决定傳速比的b点到旋轉軸的距离等于从凸輪輪廓到旋轉軸的距离r_R，则决定傳速比的方法和前面所讲的方法完全一样，因为将凸輪輪廓所在的表面展开以后，第二型凸輪机构图就轉化为第一型凸輪机构图。

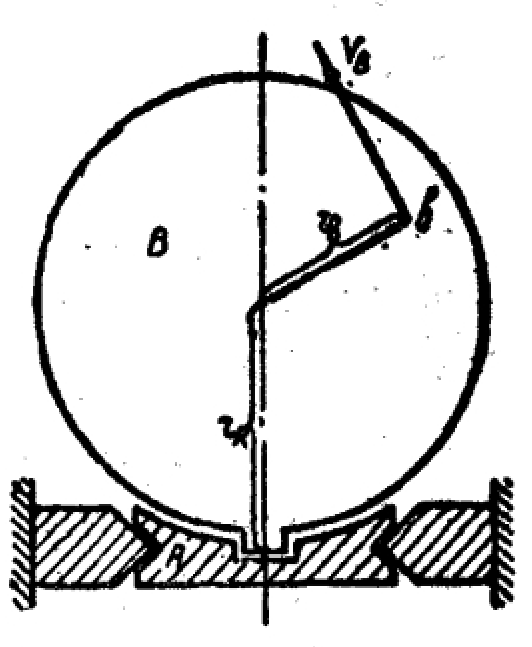


图89 第二型凸輪机构。

如果b点在构件B上距旋轉軸的距离为r_b，则只需要稍微改变$k=f(x)$曲綫的比例尺卽可。

实际上，傳速比的公式为：

$$k = \frac{ds}{dx},$$

式中

$$ds = r_b d\varphi,$$

φ——构件 B 对旋轉軸的旋轉角，但

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{ds_1}{dx}$$

而 $$ds_1 = r_R d\varphi。$$

因此， $$ds = ds_1 \frac{r_b}{r_R}$$

和 $$k = \mathrm{tg}\,\alpha \cdot \frac{r_b}{r_R}, \tag{60}$$

式中

α——凸輪理論輪廓曲綫对基本构件的速度方向所成的傾角；

ds_1——构件 B 上与构件 A 的接触点的单元位移；

ds——构件 B 上 b 点的单元位移；

r_R——进行展开的圓柱表面的半徑。

因为在給定的情况下，半徑 r_b 和 r_R 为常数，故乘数 $\frac{r_b}{r_R}$ 仅改变繪制 $k = f(x)$ 曲綫的比例。

在图89中，构件 A 是凸輪。如果构件 B 是凸輪，由于半徑 r_R 为常数，决定傳速比的方法也就完全一样。

分析一下如何决定第三型凸輪机构的傳速比的問題，与前面比較起来，就可以看到它們是具有某些特点的。这些特点是，由构件 B 的旋轉軸到构件 A 与 B 的接触点 b_1 的距离，可随构件 A 的位移而变化。然而，在这种情况下，傳速比的决定仍然可以类似上述来进行。

假設要决定由构件 B 上的 b 点对构件 A 上的 a 点的傳速比（图90）。

在这种情况下，傳速比的公式仍与上面相同为：

$$k=\frac{V_b}{V_a},$$

式中

V_a和V_b——a点和b点的速度。

求$k=f(x)$的关系时，我們可以利用繪制极速度图的方法。

首先求出构件B上b_1点的速度，該点是构件A和B在任一可能位置上构件A和凸輪（构件B）理論輪廓的接触点。

为此，我們用一般的方法繪制极速度图：

1. 过极点p作一任意长度的綫段pa'，与构件A上a点速度的方向相垂直，并作一直綫平行于构件B上回轉軸和b_1点的联綫；

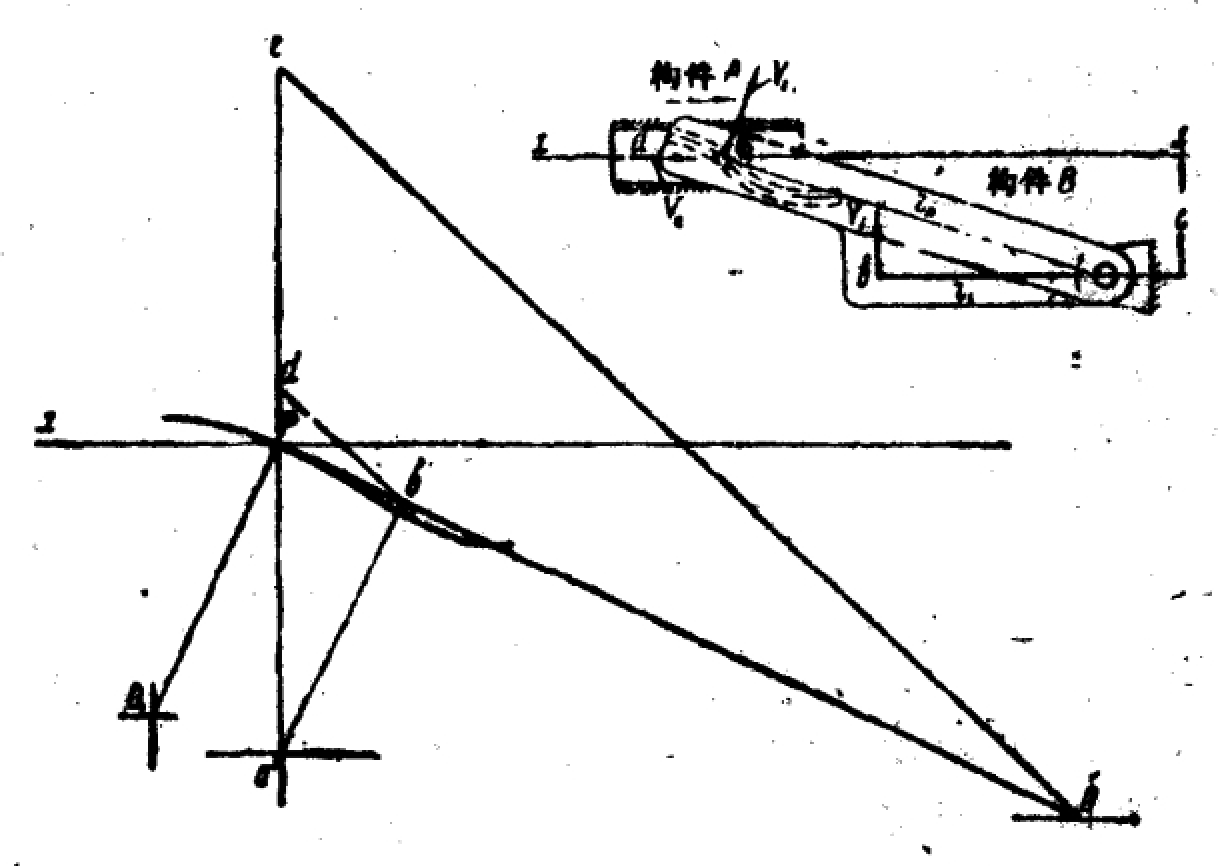


图90　第三型凸輪机构第二亚类的极速度图的繪制。

2. 由a'点作一直綫与A，B两构件的接触点上凸輪理論輪廓曲綫的曲率半徑平行，直到与过极点p所作的另一直綫交于b'点。

不难看出，綫段pa'和pb'垂直于a和b_1两点的絕对速度，a和b_1两点是A、B两构件在凸輪理論輪廓上的接触点；綫段$a'b'$則垂直于a和b_1两点的相对速度。

$\Delta pa'b'$即是极速度图，p点为极点。

这时，綫段pb'将等于

$$pb' = \frac{V_{b1}}{V_a} pa',$$

式中

V_{b1}——构件B上b_1点的速度；

V_a——构件A上a点的速度；

亦即綫段pb'表示b_1点对a点的傳速比k_1，其比例尺为$\frac{1}{pa'}$。

为了求得b点（构件B上）对a点（构件A上）的傳速比，必須把所得的綫段pb'乘以比値$\frac{r_b}{r_R}$，其中r_b和r_R是b点和b_1点到构件B的回轉軸的距离。于是，可得出表示b点（构件B上）对a点（构件A上）的傳速比$k=\frac{V_b}{V_a}$的綫段，其比例尺为$\frac{1}{pa'}$。

这个綫段可由下述图解法求出：

1）延长綫段pb'，并在其上截取表示r_R量的綫段pO，其比例尺为α_r；

2）向上延长綫段$a'p$，并在其上截取表示r_b量的綫段pc，其比例尺亦为α_r；

3）从b'点作一直綫平行于綫段Oc，并与綫段pc相交于d点。

这时，綫段pd就将表示构件B上b点对构件A上a点的傳速比，其比例尺为$\frac{1}{pa'}=\alpha_K$。

实际上，由相似三角形pdb'和pcO，可得：

$$pd = \frac{pc}{pO} pb',$$

但是

$$pc = \frac{r_b}{\alpha_r},$$

$$pO = \frac{r_R}{\alpha_r},$$

$$pb' = \frac{V_{b1}}{V_a} pa'。$$

所以，

$$pd = \frac{r_b}{r_R} \cdot \frac{V_{b1}}{V_a} pa'$$

或 $$pd = \frac{V_b}{V_a} pa',$$

因为 $$\frac{V_b}{V_2} = \frac{r_b}{r_R} \cdot \frac{V_{b1}}{V_a},$$

亦即綫段 pd 表示傳速比

$$k = \frac{V_b}{V_a},$$

其比例尺为$\alpha_k = \frac{1}{pd'}$。

如果在作圖之初已經給定 k 的比例尺 α_k，則綫段 pa' 不应任意截取，而应取其长度为$pa' = \frac{1}{\alpha_k}$。

为了求得傳速比隨基本构件替換质点的座标而变化的規律 $k = f(x)$的图解，必須根据該座标变化的情况，在机构的若干位置上进行上述作图。

决定 $k = f(x)$的图解时，預先在两張紙上（描图紙和普通紙）进行作图，則將更为方便。

必須在描图紙上进行的作图如图91所示。

图中 p_0x 綫表示基本构件 A 上 a 点的軌迹，而 p_0p_1、p_0p_2 等綫段則表示 a 点当机构在不同位置时的座标，其比例尺为α_r。

綫段 $p_0c_0 = p_1c_1 = p_2c_2 \cdots\cdots$ 和 Op_0；Op_1 則表示 r_b 和 r_R 的长度，其比例尺为 α_k。綫段$p_0a_0 = p_1a_1 = p_2a_2 \cdots\cdots$ 都等于$\frac{1}{\alpha_k}$，其中α_k是$k = f(x)$曲綫中 k 量的比例尺。

图92是应当預先在普通紙上进行的作图。

在图中繪出构件 A 上 a 点的軌迹，作出凸輪的理論輪廓曲綫并标出构件 B 的回轉軸的位置（O 点）。作凸輪的理論輪廓曲綫和构件 B 的回轉軸的位置时，比例尺都应为α_r。

图92上的凸輪理論輪廓曲綫是由一根直綫和两个圓弧組成的。

为了作出 $k = f(x)$的图解，必須將描图紙（图91）复在图92上，使 O 点相重合，而后使描图紙繞 O 点回轉，逐次使 p_0、p_1、p_2 等点和图92上的凸輪理論輪廓曲綫重合起来，并且在每一位

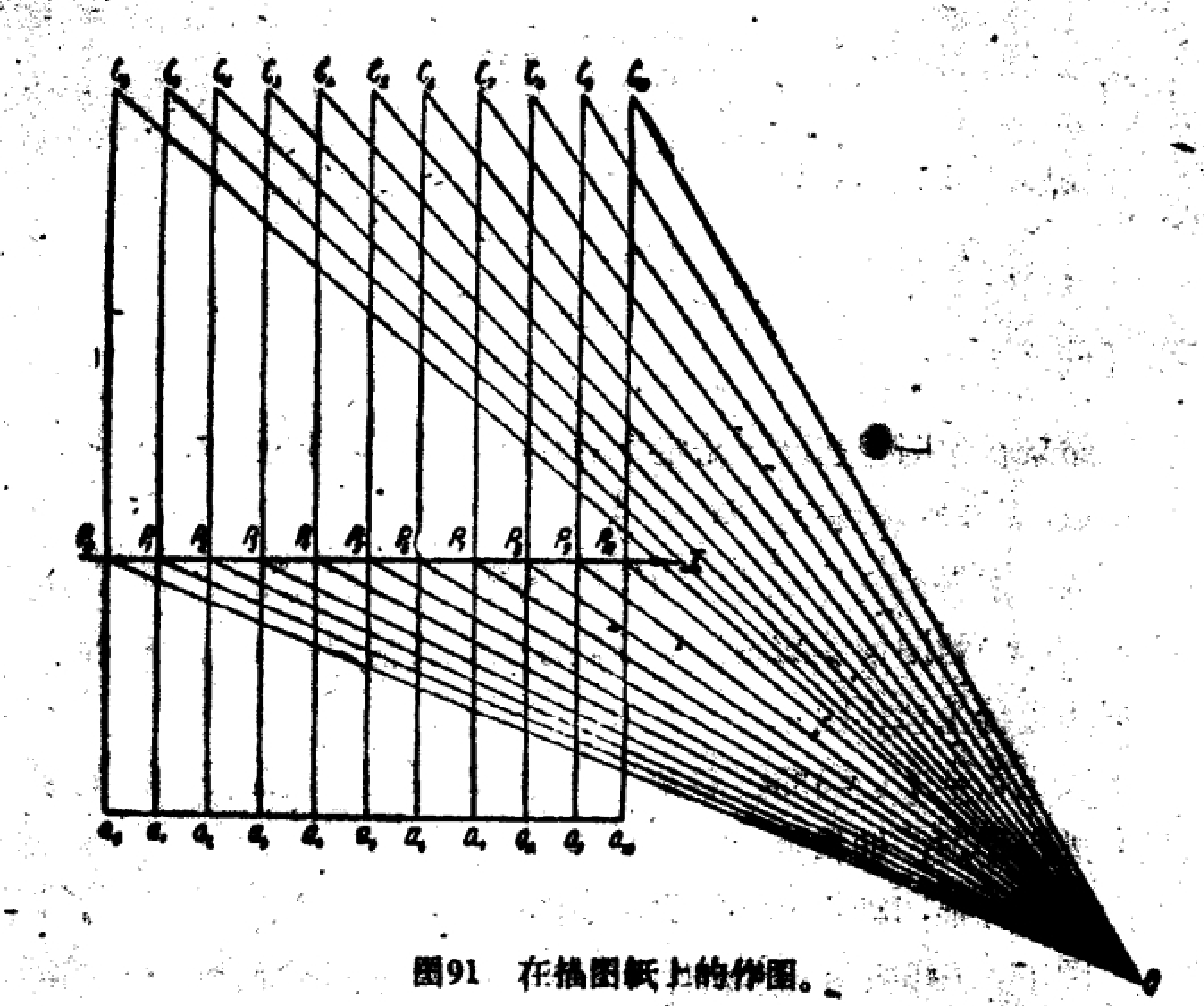


图91　在描图纸上的作图。

构件 B

图92　在管道纸上的作图，

置上都在描图紙上依照图91所示的步驟进行作图。

从a_0, a_1, a_2等点分别作直綫，平行于凸輪理論輪廓曲綫上与机构的各个位置相对应各点的曲率半徑，使这些直綫分别与Op_0、Op_1、Op_2等直綫相交于b_1、b_2、b_3等点；又由b_1、b_2、b_3……等点分别作直綫平行于Oc_1、Oc_2、Oc_3……等綫段，并与a_1c_1、a_2c_2、a_3c_3……等綫段相交于d_1、d_2、d_3……等点。

然后用一平滑曲綫連接d_1、d_2、d_3……等点，此曲綫就是$k = f(x)$的图解，其座标原点为p_0。

所有这些作图的步驟都示于图93中。在这个图上还画有

$$k_1 = \frac{V_{b1}}{V_a} = f(x)$$

的曲綫，这个曲綫是把p_1b_1、p_2b_2等綫段分别移至p_1c_1、p_2c_2、p_3c_3等綫段上而作出的。

下面我們將研究第三型凸輪机构的另一亚类的$k = f(x)$的图解求法，在这种机构內，构件A为凸輪。

为此，仍須利用繪制极速度图的方法。

在图94上作出了該机构的略图和机构在任一可能位置上的极速度图。这里，极速度图的作法与上述情況毫无区别。

在图94上，綫段$pb' = \frac{V_{b1}}{V_a}pa'$，亦即綫段$pb'$表示$b_1$点（构件$B$上）对$a$点（构件$A$上）的傳速比，其比例尺为$\frac{1}{pa'}$。由于在这种結构中，从构件$B$与构件$A$上凸輪理論輪廓曲綫的接触点到构件$B$的囘轉軸的距离可取为常数，所以这个綫段也就表示$b$点对$a$点的傳速比，其比例尺为

$$\alpha_k = \frac{r_R}{r_b} \cdot \frac{1}{pa'},$$

因为

$$k = \frac{V_{b1}}{V_a} \cdot \frac{r_b}{r_R}。$$

在这种情況下，为了作出$k = f(x)$的图解，最好是认为主动构件A停止不动，而构件B的囘轉軸則以构件A的速度向着相反的方向运动。

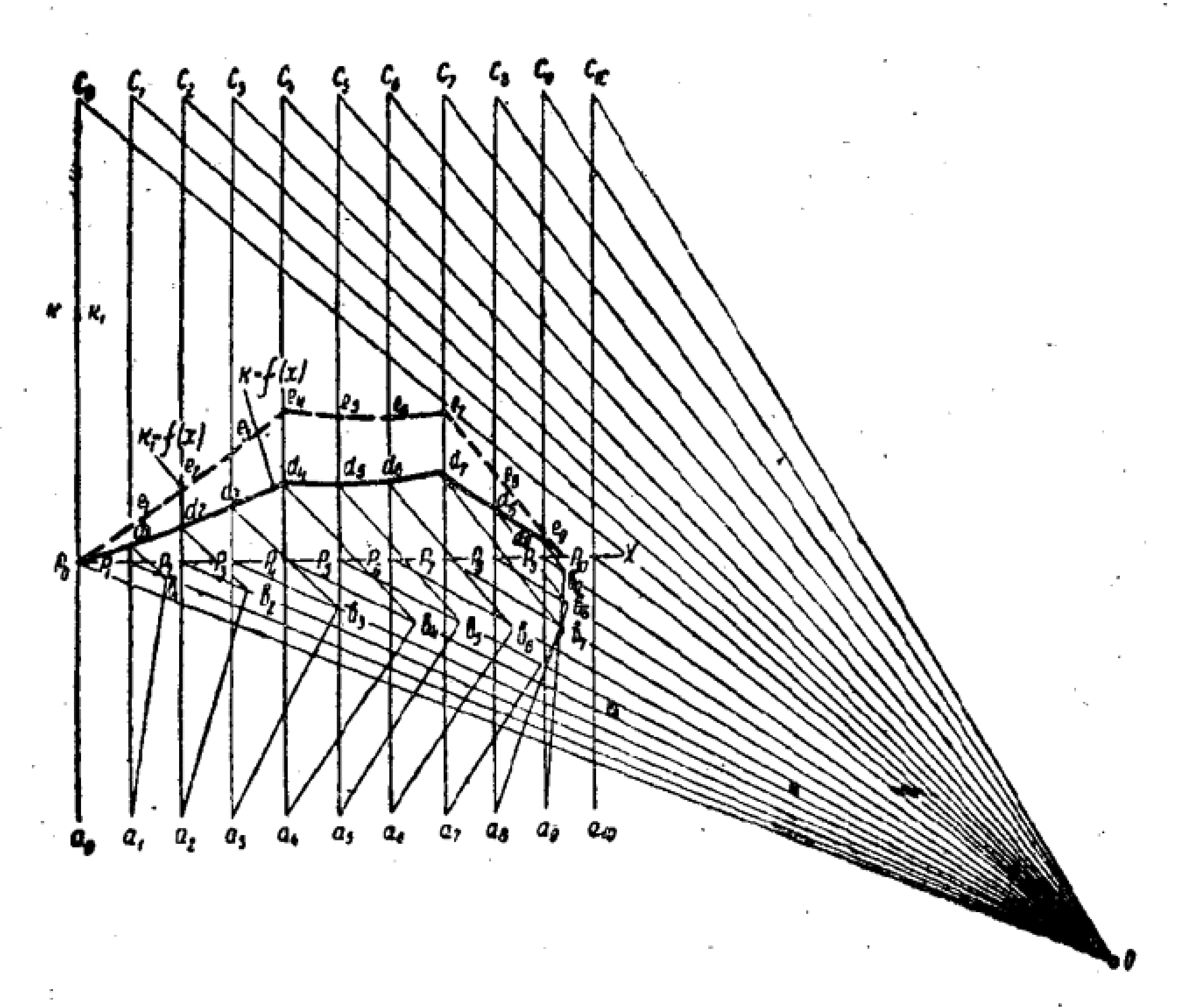


图93　第三型凸輪机构第二亚类的傳速比的图解。

此外，这时，速度图的极点可以取在与构件 B 的回轉軸心相应的各不同位置上。

$k=f(x)$的图解作图示于图95上。对机构的每一位置，这些图解作图完全与图94所示的作图相似。

繪制 $k=f(x)$的曲綫时，与机构在各个位置上的傳速比成比例的綫段，应当沿着与构件 A 上 a 点的座标相对应的纵座标綫上截取。这时，$k=f(x)$曲綫的座标原点为 p_0点。

如果在所研究的凸輪机构中，凸輪的理論輪廓曲綫不是由一根直綫和两个定半徑的圓弧組成，而是一条复杂的曲綫，则决定傳速比的方法仍然相同，但对机构的每一位置，都需要决定凸輪理論輪廓曲綫的曲率半徑的方向。

上面我們分別研究了决定自动武器各机构中若干常遇到的典

型傳动装置的傳速比的求法。然而在自动武器的一个机构中，常常包括若干不同型式的傳动装置。

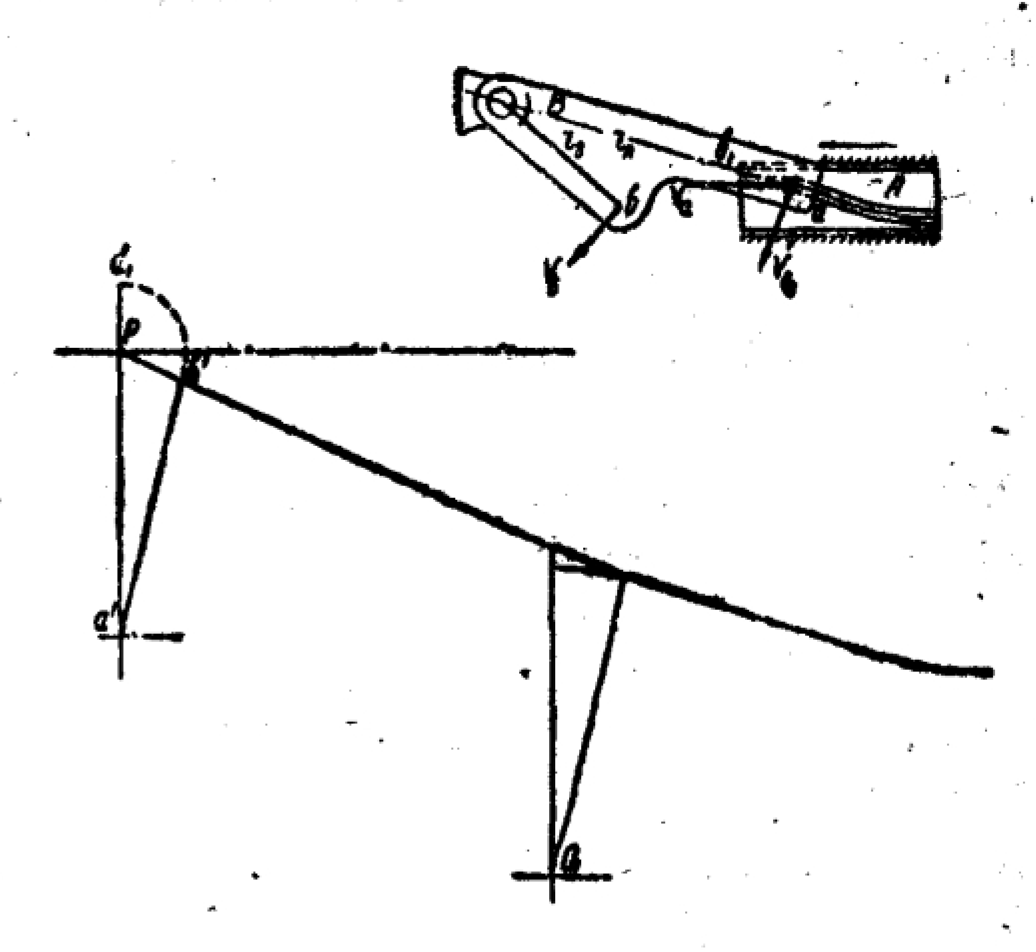


图94 第三型凸輪机构第一亚类的极速度图的作法。

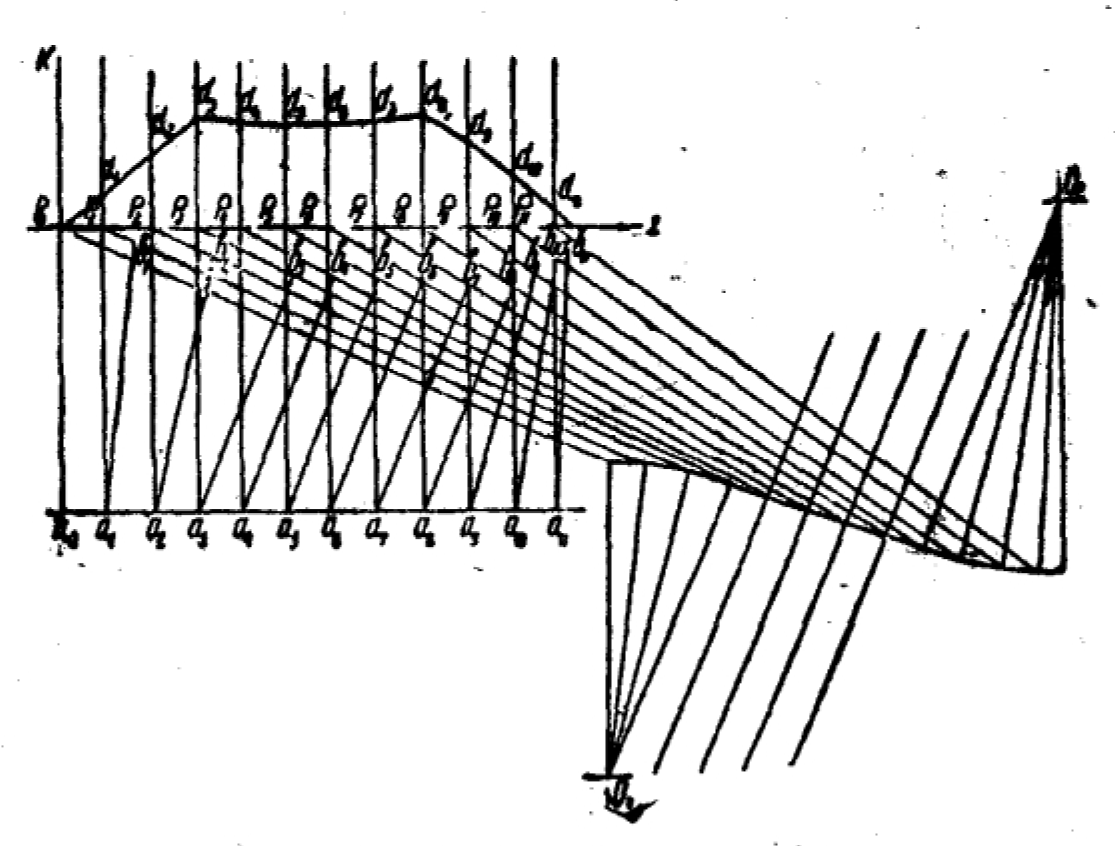


图95 第三型凸輪机构第一亚类的傳速比的求法。

在这种情况下，根据机械原理的一般理論，机构的总傳速比，可取为各傳动部分的傳速比的乘积：$k=k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdots\cdots$等。

在某些复杂傳动的情况下，利用极速度图，即可立即确定总傳速比。

例如，在第四型凸輪机构的第一亚类中，决定由基本构件到工作构件的总傳速比时，可按下述方法进行：

1．和对第三型凸輪机构一样，决定由构件A至构件D上d点的傳速比（图96）。

2．利用表示此傳速比的向量pd'作出d点和b点的极速度图。这时，极速度图上的綫段pb将表示构件B的速度，其比例尺为$\alpha_K \frac{r_b}{r_R}$。

其次，将綫段pb旋轉90°。这时，鉛直綫段pe将为$k=f(x)$曲綫的纵座标。

对机构的各个不同位置都进行同样的作图，就可得出$k=f(x)$的全图。

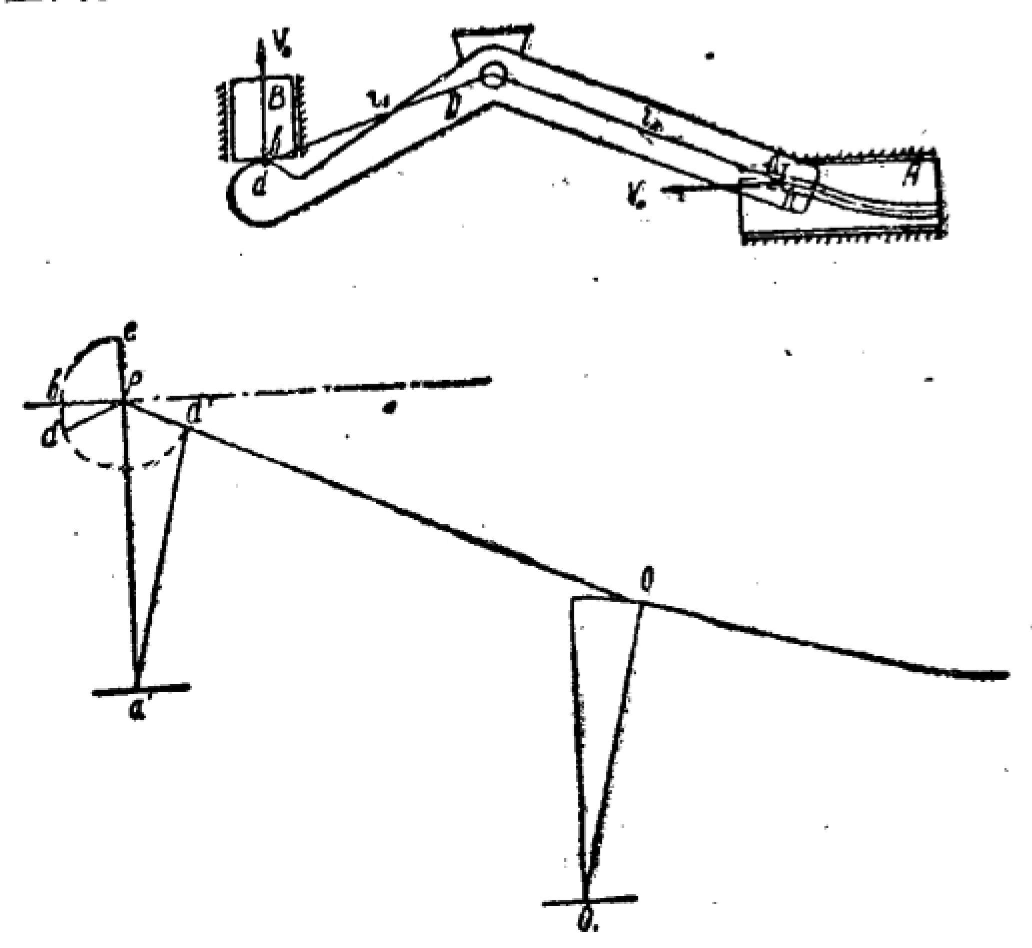


图96 第四型凸輪机构第一亚类的极速度图的作法。

对第四型凸輪机构的第二亚类，也可以用同样的方法图解出 $k=f(x)$，在这一机构中，中間构件 D 为凸輪。在这种情况下，作图的主要部分，与决定第三型凸輪机构第二亚类的傳速比一样，是在描图紙上进行的，但还要另外作补充图解以求出构件 B 上 b 点对构件 D 上 d 点（图97）的傳速比。

对于自动武器中其他类型的凸輪机构，也可用上述方法来决定其傳速比。

例如，第五型凸輪机构的傳速比的决定，原則上与第四型凸輪机构相同。在决定第六型凸輪机构的傳速比时，为了简化作图，首先应当把构件 A 看作是停止不动的。这时，决定这种凸輪机构的傳速比的方法，就与决定第三型凸輪机构的傳速比的方法原則上相同。但是，此时所求得的傳速比 k_0 是表示构件 B 的相对速度（对构件 A）与构件 A 的速度的比值。为了得出表示 B、A 两构件的絕对速度之比的实际傳速比，必須将求得的傳速比再加1，因为

$$k=\frac{V_B}{V_A}=\frac{V_B-V_A}{V_A}+1=k_0+1。\tag{61}$$

上述决定傳速比的各种方法，在分析現有自动武器各机构时，可以广泛运用。

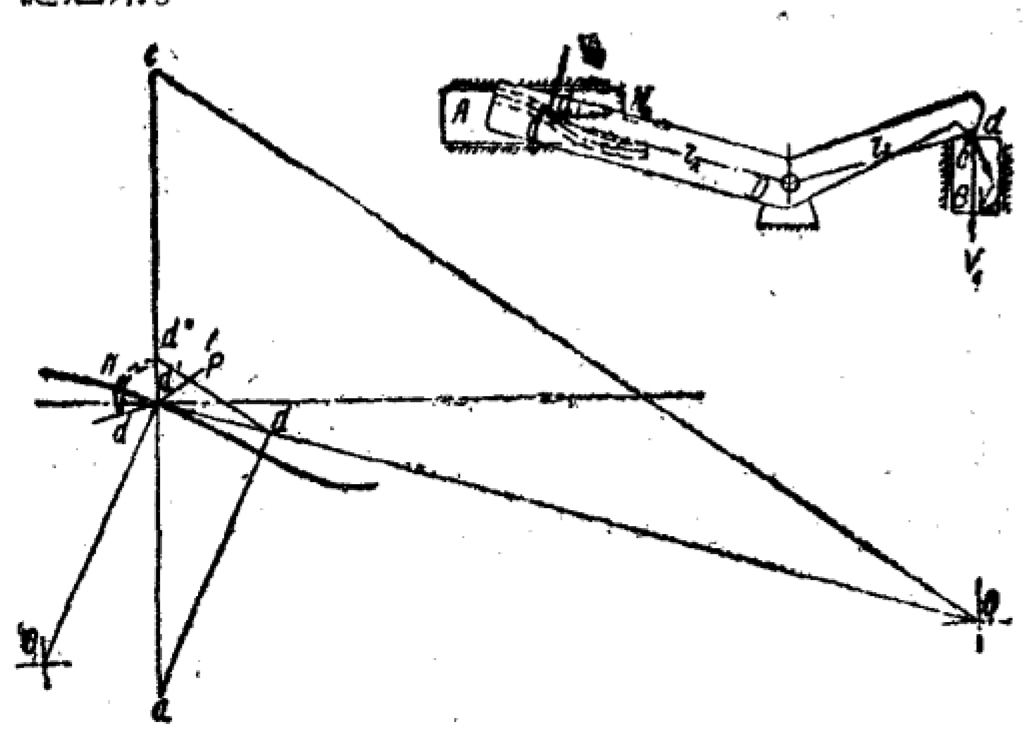


图97　第四型凸輪机构第二亚类的极速度图的作法。

在綜合各机构时，設計者必須自己規定各个主要零件的尺寸，这些尺寸限制着机构构件的运动；設計者还要規定各个傳动装置的傳速比及其变化規律。运用机构的运动学綜合理論，对自动武器现有各机构进行分析，以便将其中較好的部分用于新的設計中，这是十分有益的。但是，这样做往往仍然不够，特别在綜合凸輪机构时为然。凸輪机构的傳速比，除了与其他构造諸元有关以外，还取决于設計者所确定的凸輪輪廓。

在决定傳速比时，首先应当从分析該机构的具体工作条件出发，同时还要考虑到对所設計的整个武器所提出的各种要求。

在設計射速很大的武器时，主要的注意力应当集中在减小机构付中所产生的慣性力上，因为提高射速往往与提高武器各机构中主要构件的速度和加速度和产生很大的慣性力有关。設計者应当选擇适当的傳速比及其变化規律，力求在各机构付中产生的內力不超过一定的界限，并使这些內力的变化性質能保証其作用的动力性为最小，也就是說，要使它們均匀地增減。

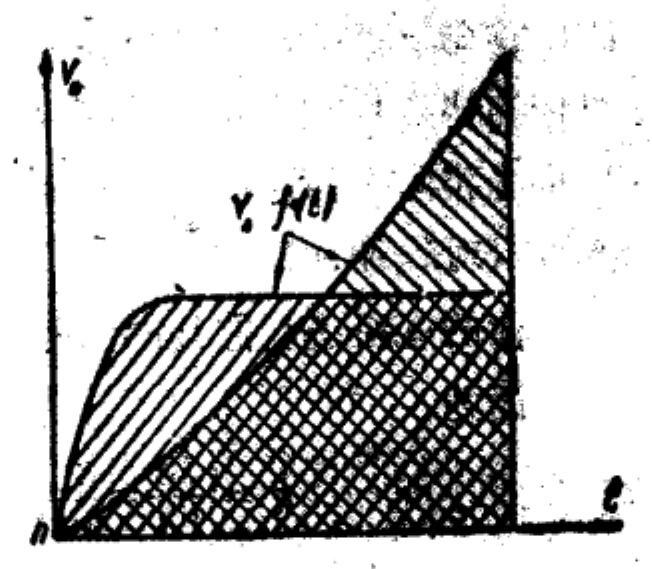


图98 从动构件的速度变化图。

在某些情況下，設計者必須特別注意減小机构工作时的能量消耗，这一点可能会与提高机构工作均匀性的要求相矛盾。

例如，当主动构件移动λ_1的距离时，要求从动构件的位移为s_1，这时从动构件可以有不同的速度变化規律。图98中的两根曲線，表示从动构件的总位移保持不变时，其速度随时間而变化的两种可能規律。由此图可以看出，如果速度增长得較均匀，則各机构付中的慣性力較小，而从动构件的末速就将很大，因而使机构工作时的能量消耗很大。

如果从动构件的速度先急剧地增加，然后保持为常量，这样，

起动时会在各机构付中产生很大的惯性力，但是机构工作时的能量消耗就較小，因为在这种情况下，从动构件在运动末瞬的速度要比在第一种情况下小得多。

在选擇傳速比的变化规律时，必須注意到获得較簡单的凸輪輪廓外形的可能性。

为了簡化凸輪輪廓的加工，用两个圓弧来組成凸輪輪廓是适宜的。图99是两个由二段圓弧联接而成的不同凸輪輪廓，在这两个凸輪机构中，主动构件和从动构件的位移彼此相同。

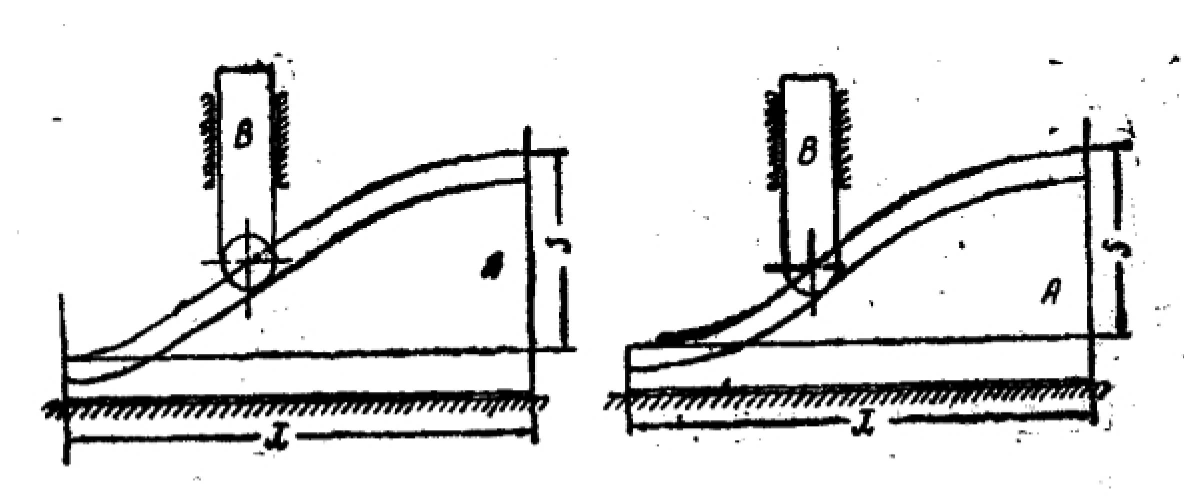


图99 凸輪輪廓。

但在运动沒有定常以前，傳速比的变化及其大小，并不能給出作用在机构付中的內力和从动构件的速度变化规律的完整概念，因为主动构件的速度是随傳速比变化的，并且只有在研究了机构的工作之后才能知道。

在某些情况下綜合机构时，可以直接給定主动构件或从动构件的运动規律，而在研究运动之后就得出傳速比，并据以作出保証給定运动的凸輪輪廓。

分析一下机构的下列基本运动方程式，就可以闡明解决这种問題的可能性（見179頁）：

$$\left(M_A + M_B\frac{k^2}{\eta}\right)\frac{dV_A}{dt} + M_B V_A^2\frac{k\,dk}{\eta\,dx} = F_A - F_B\frac{k}{\eta}。 \qquad (62)$$

在此方程式中

$$k = \frac{V_B}{V_A},$$

式中　V_B——从动构件的速度；

V_A——主动构件的速度。

如果将 k 的表达式代入此方程式中，方程式就只包含有 V_A 和 V_B 两个未知数。給定其中一个速度的变化規律以后，解一个微分方程式，就可以求出另一速度的变化規律。

在运用这种方法时，应当注意，效率 η 的值与傳速比 k 有关，所以只有在研究运动之后才可以求出 η，但是，如果不知道 η 的值，就不能研究机构的运动。

为了解决这个問題，可以預先概略給定 η 值，然后（在必要时）用逐次近似法进行修正。

例如，在設計彈鏈供弹机构时，如果要撥动較长的彈鏈，用这种方法来綜合机构是有利的。在这种情况下，可以令作用在彈鏈上的力与撥彈滑板的速度成比例，所以給定撥彈滑板的速度时，同时也就給定了这一作用力。

在設計其它机构时，例如，枪机加速机构或閉鎖机构，作用在各机构付中的力很复杂，但有时也是可以給定的。

下面我們用一个綜合第一型凸輪机构的例子，来說明在綜合机构时解决这种問題的可能性（图75）。

对于这种机构，曾經根据达兰貝尔原理得出下列方程式：

$$F_A = R(\sin\alpha + 2f\cos\alpha) + M_A\frac{dV_A}{dt}; \tag{63}$$

$$F_B = R(\cos\alpha - 2f\sin\alpha) - M_B\frac{dV_B}{dt}; \tag{64}$$

$$\frac{V_B}{V_A} = \mathrm{tg}\,\alpha。 \tag{65}$$

在这些方程式中，R 是两构件之間相互作用的約束反作用力。如果給定該反作用力的大小，则在上列三个方程式中，未知的就只是从动构件和主动构件的速度 V_B、V_A 以及凸輪輪廓的傾角 α。

解方程式（63）、（64）、（65），就可以求出这些量，同时不

仅可以查明速度V_B和V_A，并且能够求出由α角所决定的凸輪輪廓。

前面的討論，从理論上說明我們可以根据对机构的具体要求和机构的工作特点，解决各种机构的綜合問題。

但是，在解决設計自动武器各机构中的具体問題时，运用上述方法，会遇到很大困难，有时不能不因此采用单純試驗方法来选擇凸輪。

在設計凸輪机构时，还应当特別注意保証零件有良好的寿命和使摩擦力的作用很小。

为了保証凸輪的寿命，压力角的大小具有很大的意义。所以在綜合自动武器的凸輪机构时，必須檢查压力角的数值。

在机械原理中，在凸輪与从动构件的接触点上，凸輪輪廓曲綫的法綫与从动构件上接触点的运动方向之間的夹角，叫做压力角（图100）。

在第一型凸輪机构中，当基本构件为主动构件时，压力角等于凸輪理論輪廓曲綫对基本构件运动方向的傾角，这一点在图100中可以明显地看出。但此角的正切等于傳速比。因此，与基本构件每一座标值相应的压力角可由下列等式求出：

$$\mathrm{tg}\,\gamma = k,$$

式中　γ——压力角；

k——傳速比。

在第二型凸輪机构中（图101），当基本构件为主动构件时，与基本构件任一座标值相应的压力角，同样可以利用傳速比来决定，因为把凸輪表面展开之后，就可以把这一型式的机构变換为第一型凸輪机构。

很明显，对于第二型凸輪机构，可以写出下列关系式：

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{r_R}{r_b}k, \qquad (66)$$

式中

γ——压力角；

k——从动构件上 b 点对基本构件的傳速比；

r_R——凸輪理論輪廓距从动构件回轉軸的距离；

r_b——从动构件上 b 点距其回轉軸的距离。

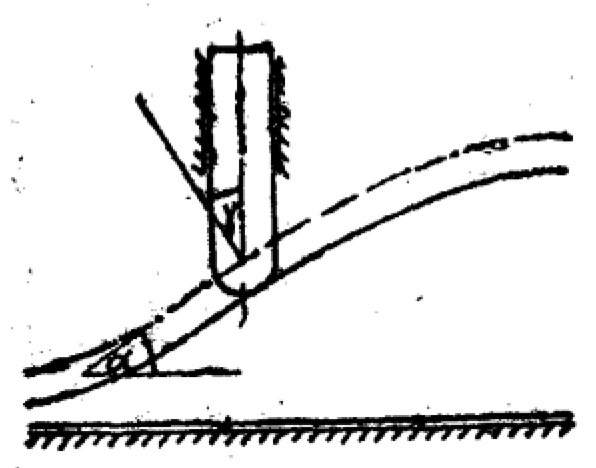


图100　第一型凸輪机构压力角之确定。

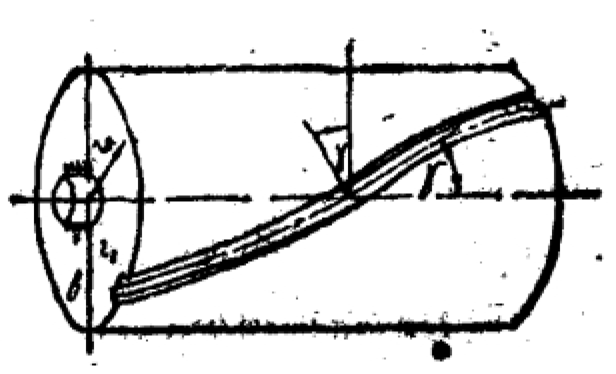


图101　第二型凸輪机构压力角之确定。

对于第三型凸輪机构而言，当基本构件为主动构件时，为了求出其压力角的表达式，应当利用图 102 中的方案，作出从动构件上 b_1点的极速度图。

极速度图可用一般的方法按任意比例尺作出。此极速度图如图 103 所示，在图上标出了 φ 角和 γ 角，其中 φ 角是半徑 r_R 与过回轉軸的水平綫之間的夹角，而 γ 角则是压力角，亦即在凸輪与从动构件相接触的点上凸輪輪廓的法綫和从动构件上 b_1 点的运动方向之間的夹角。在极速度图中，由 a 点引直綫 ac' 垂直于向量 pb_1'，便得到 γ 角。

利用已得的极速度图，就可以写出下列 tgγ 的表达式：

$$\mathrm{tg}\gamma=\frac{b_1'c}{ac'} \tag{67}$$

或

$$\mathrm{tg}\gamma=\frac{pc'-pb_1'}{ac'}=\frac{pc'}{ac'}-\frac{pb_1'}{ac'} \tag{68}$$

但是，从图 103 中可以看出：

$$\frac{pc'}{ac'}=\mathrm{tg}\varphi \tag{69}$$

和

在約束反作用力和損耗力作用下的平衡条件的純靜力学問題。

因为在某些情况下，作用在自动武器各机构构件上的力，常常可以近似地认为处在同一平面上。下面我們仅仅研究力的这种作用情况。

考虑到确定效率的近似性，我們将只研究效率远小于1的那些运动付。屬于这种运动付的，首先是平移付和高付。

現在我們研究一些求自动武器各典型凸輪机构的效率的例子。

在以反作用力代替各約束面时，第一型凸輪机构的略图可化成图104所示的形式。

在略图上配置各力时，可以假定力 R'_A 和 R'_B 作用在所研究的机构构件的接触点上。

构件 A 的平衡条件为：

$$\sum X = R\sin\alpha + fR\cos\alpha + fN_1 - R'_A = 0, \qquad (71)$$

$$\sum Y = N_1 - R\cos\alpha + fR\sin\alpha = 0。 \qquad (72)$$

构件 B 的平衡条件为：

$$\sum X = N_2 - R\sin\alpha - fR\cos\alpha = 0, \qquad (73)$$

$$\sum Y = R\cos\alpha - fR\sin\alpha - fN_2 - R'_B = 0。 \qquad (74)$$

由这四个方程式，可以消去約束反作用力 N_1，N_2 和 R，并确定 $\frac{R'_B}{R'_A}$ 的比值。

运算之后，可得：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{\cos\alpha - 2f\sin\alpha}{\sin\alpha + 2f\cos\alpha} = \frac{1 - 2f\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\mathrm{tg}\,\alpha + 2f}。 \qquad (75)$$

因为这个机构的傳速比为 $k = \mathrm{tg}\alpha$，故以 $k = \mathrm{tg}\alpha$ 代入（75）式，可得：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{1 - 2fk}{k + 2f}。$$

在求得此表达式的过程中，确定約束反作用力 N_1 和 N_2 时，曾忽略摩擦力。

$$\frac{dV_A}{dt}=f(x);\quad \frac{dV_B}{dt}=f(x);$$

$$F_A=f(x)\text{和}F_B=f(x),$$

即可充分精确地确定这一瞬間。

然而，在研究机构各构件的运动以前，关系式$\frac{dV_A}{dt}=f(x)$和$\frac{dV_B}{dt}=f(x)$通常是不知道的。所以只有在某些特殊情况下，才可能精确地确定主动构件和从动构件轉化的时机。

例如，当$k=$常量时，将有$dV_Ak=dV_B$，在$R_A=0$和$R_B=0$时便得条件式：

$$\frac{F_A}{M_A}=\frac{F_B}{kM_B}。\tag{77}$$

因而，力F_B的絕对值等于$\frac{F_AkM_B}{M_A}$的瞬間，就是构件性质轉化的瞬間。

当$k\neq$常量时，为了确定主动构件和从动构件互相轉化的时机，可以利用求$\frac{dV_A}{dt}=f(x)$曲綫的逐次近似法，或者根据傳速比的极大值来近似地确定这一瞬間。在研究自动武器的大部分机构时，这样作是足够准确的，特别是当$k=f(x)$的极大值十分明显时为然（如图105）。

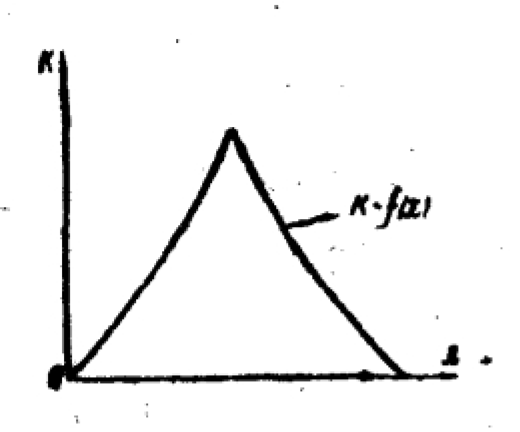


图105　$k=f(x)$的图解。

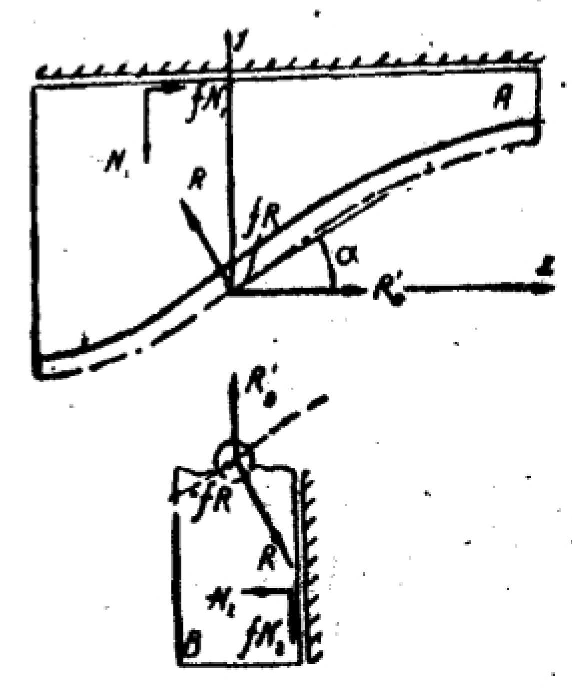


图106　作用在第一型凸輪机构构件上各力的略图（B为主动构件）。

采用这种假設的可能性，在进行計算以后即可檢查出来。如果主动构件和从动构件轉化的瞬間与所采用的截然不同，則在

計算中可以改变构件轉化前的运动公式的应用范圍来進行修正。

在主动构件和从动构件的作用轉化之后，作用在这些构件上的力的略图，亦将发生变化（图106）。

这时构件 A 和 B 的平衡条件将为：

对于构件 A：

$$\sum X = R'_A - R\sin\alpha + fR\cos\alpha + fN_1 = 0, \tag{78}$$

$$\sum Y = R\cos\alpha + fR\sin\alpha - N_1 = 0; \tag{79}$$

对于构件 B

$$\sum X = R\sin\alpha - fR\cos\alpha - N_2 = 0, \tag{80}$$

$$\sum Y = R'_B - R\cos\alpha - fR\sin\alpha - fN_2 = 0。 \tag{81}$$

利用这些方程式，并且和前面一样，在决定反作用力 N_1 和 N_2 时，取 $f=0$，就可求得效率的表达式为（应该注意，构件 B 是主动构件）：

$$\eta_B = \frac{R'_A}{R'_B}k' = \frac{1-2fk'}{k'+2f}k', \tag{82}$$

式中

$$k' = \frac{1}{k} = \frac{V_A}{V_B}\text{——构件 }A\text{ 对构件 }B\text{ 的傳速比；}$$

$$k = \frac{V_B}{V_A}\text{——构件 }B\text{ 对构件 }A\text{ 的傳速比。}$$

比較一下（76）式和（82）式，就可以发现二者完全相似，这也是早就想得到的。

（82）式要求在計算过程中引入新的傳速比，这是不方便的。把 $k=\frac{1}{k'}$ 代入（82）式中就可消除这种麻煩，代入之后便得：

$$\eta_B = \frac{1}{k}\ \frac{k-2f}{1+2fk}。$$

推导这种情况下的基本运动方程式时，必須取：

$$\frac{R'_B}{R'_A} = \frac{k'}{\eta_B} = \frac{1}{\eta_B k}$$

或

$$\frac{R_A'}{R_B'} = k\eta_B。$$

当构件 A 为主动构件时，这些公式应写为：

$$\frac{R_A'}{R_B'} = \frac{k}{\eta_A}$$

和

$$k = \frac{V_B}{V_A}。$$

把这些公式比較一下，就可得出这样的結論：在主动和从动构件的作用轉化以后，如果引入效率的倒数

$$\eta_B' = \frac{1}{\eta_B},$$

亦即取

$$\eta_B' = \frac{1+2fk}{k-2f}\ k。\tag{83}$$

則全部动力学方程式的形式可以保持不变。

把这个公式和构件 A 为主动构件时的效率公式（76）比較一下，可以看出：改变摩擦系数的符号，就可从（76）式得出(83)式。这是在这两种情况下，除摩擦力以外，其他各力都要改变符号的結果。

因而，如果改变摩擦系数的符号，第二种情况下（当构件 B 为主动构件时）的构件平衡方程式就将和第一种情况下（当构件 A 为主动构件时）的平衡方程式相似。只要平衡方程式相似，就能得到相同的效率公式。

因此，只要在正傳动效率的公式中，把摩擦系数的符号改变一下，就可以求得逆傳动（当主动和从动构件的作用互相轉化以后）效率的倒数。然而应当注意，只是习惯上可称 η_B' 为效率，因为它大于 1，是逆傳动效率的倒数。

分析所得的效率公式，就可以看到：当 $k=2f$ 时，$\eta_B=0$。这就是說，构件 B 从此将不再为主动构件。在 $k<2f$ 的所有値下，效率成为負数。

在研究自动武器的凸輪机构时，傳速比的数值可能小于 $2f$，即 $k<2f$。因为效率不能为負值，故当 $k<2f$ 时，(83)式符号的改

变，可解释为作用在約束面上的某一力的符号发生变化。

为了决定那一个力（R'_A 还是 R'_B）的符号发生变化，必須回头研究一下由方程式（78、79、80、81）所得的表达式：

$$R'_A=R(k-2f)\cos\alpha,$$

$$R'_B=R(1+2fk)\sin\alpha。$$

这些公式表明，当 $k<2f$ 时，力 R'_A 的符号将发生变化，也就是 R'_A 的方向改变。

在这种情况下，作用在构件 A 和 B 上的力的略图，将如图107所示。同时 η'_B 的表达式将为：

$$\eta'_B=\frac{1}{\eta_B}=\frac{R'_B}{R'_A}k=\frac{1+2fk}{k-2f}k。\qquad(84)$$

必須指出，在这种情况下，构件 A 和 B 彼此都不能看作是从动的或主动的。因为力 R'_A 和 R'_B 的方向都与构件的速度方向相同。

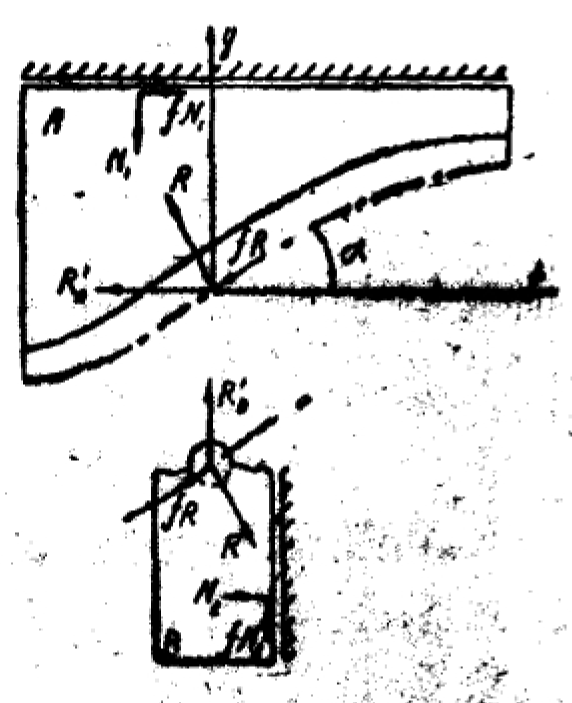


图107 当 $k<2f$ 时，作用在第一型凸輪机构各构件上的力的略图。

然而，当 $k<2f$ 时，力 R'_A 的符号也可能不改变，这就是說构件 A 重新成为主动构件，因而，效率公式应当重新取为

$$\eta=\frac{1-2fk}{k+2f}k。$$

对机构进行动力学分析时，由于很难确定力 R'_A 改变符号的时机，同时由于傳速比很小时，效率对运动的影响也不大，故在 $k<2f$ 时，就可以不必对效率进行詳細的分析。最后，我們采用下列各公式：

1. 在 $k=f(x)$ 到达其极大值以前，构件 A 为主动构件

$$\eta=\frac{1-2fk}{k+2f}k。\qquad(85)$$

2. 在 $k=f(x)$ 到达极大值以后，构件 B 为主动构件；

$$\eta'_B=\frac{1+2fk}{k-2f}k。\qquad(86)$$

运用这种比较的方法，不必推导，即可写出这种机构的效率的表达式：

1. 在 $k=f(x)$ 到达极大值以前，构件 A 为主动构件，

$$\eta=\frac{1-fk_1}{k_1+2f}k_1。\tag{88}$$

2. 在 $k=f(x)$ 到达极大值以后，构件 B 为主动构件，

$$\eta_B'=\frac{1+fk_1}{k_1-2f}k_1,\tag{89}$$

式中 $$k_1=\mathrm{tg}\alpha=\frac{r_R}{r_B}k。$$

以常数 $\frac{r_R}{r_B}$ 乘 $k=f(x)$ 图解的纵座标的比例尺，以改变纵座标的比例，就可由 $k=f(x)$ 的图解中得到 k_1 的数值。

在第二型凸輪机构中，由于半徑 r_R 和 r_B 均为常数，因而不管那一个构件（A 或 B）是凸輪，都可以利用公式（88, 89）来計算机构的效率。

在第三型凸輪机构中，当构件 B 为凸輪时，作用在构件 A 和 B 上的力如图 109 所示。

保持在研究第一型和第二型凸輪机构的效率时所采用的假設，并利用力和反作用力的略图（图 109），便可得出下列平衡方程式：

a）对于构件 A

$$\sum X=R_A'-R\sin\alpha-fR\cos\alpha-fN=0,$$

$$\sum Y=fR\sin\alpha-R\cos\alpha+N=0;$$

б）对于构件 B

$$\sum M_0=(R\sin\alpha+fR\cos\alpha)r_R\sin\varphi$$
$$+(R\cos\alpha-fR\sin\alpha)r_R\cos\varphi-r_BR_B'=0,$$

由此得

$$\eta=\frac{R_B'}{R_A'}k=\frac{(\mathrm{tg}\,\alpha+f)r_R\sin\varphi+(1-f\,\mathrm{tg}\,\alpha)r_R\cos\varphi}{(\mathrm{tg}\,\alpha+2f)r_B}k,\tag{90}$$

式中

k——傳速比；

r_B——构件 B 的替換质点距該构件回轉軸的距离。

(90) 式中包含有三个变数：α、φ 和 r_R，这在决定 $\eta=f(x)$ 时是很不方便的。这个公式可以化为便于計算的形式。

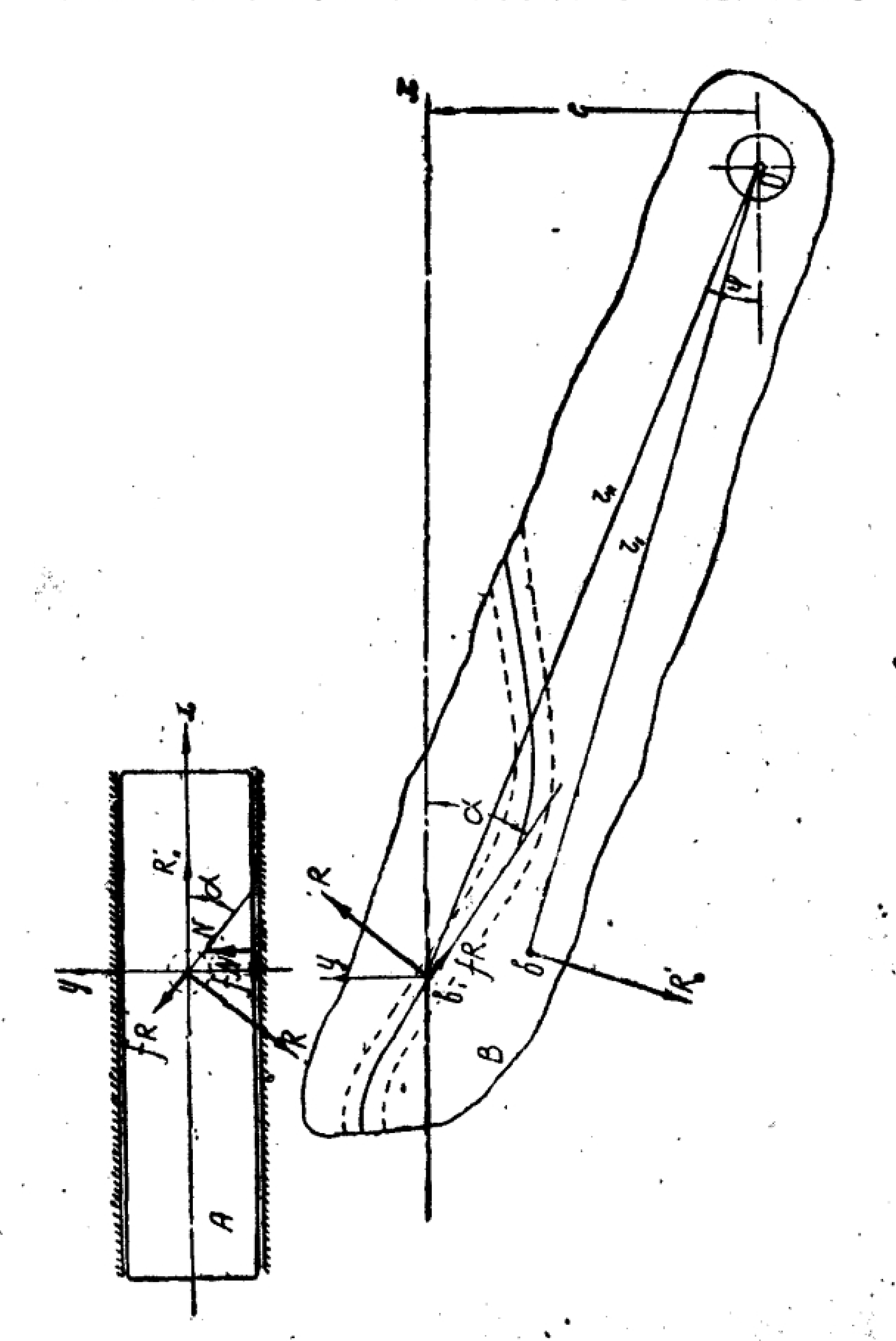


图109 作用在第三型凸輪机构各构件上的力的略图（构件 A 为主动构件）。

利用速度图（图 110），就可写出 tgα 的表达式为：

$$\mathrm{tg}\alpha=\frac{pb_1\cos\varphi}{pa-pb_1\sin\varphi}=\frac{\frac{r_R}{r_B}k\cos\varphi}{1-\frac{r_R}{r_B}k\sin\varphi},$$

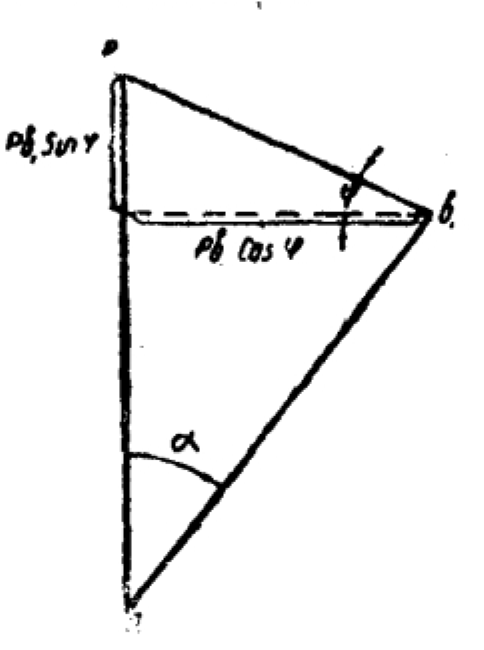


图110　速度图。

因为　　　$\frac{pb_1}{pa}=\frac{r_R}{r_B}k$，

式中　α——在构件 A 和 B 的接触点上，凸輪理論輪廓曲綫对构件 A 的速度方向的傾角；

φ——由工作构件回轉軸到 A、B 两构件在凸輪理論輪廓曲綫上的接触点所作的向量半徑与基础构件 A 的运动方向所成的夹角。

上式可改写为：

$$\mathrm{tg}\alpha=\frac{k_1\cos\varphi}{1-k_1\sin\varphi},$$

式中　　　$k_1=k\frac{r_R}{r_B}$。

把 tgα 之值代入（90）式中，可得：

$$\eta=\frac{f(\sin\varphi-k_1)+\cos\varphi}{k_1\cos\varphi+2f(1-k_1\sin\varphi)}k_1\text{。}\qquad(91)$$

由（91）式可以看出，为了确定效率，除了 $k=f(x)$ 外，还需知下列各关系式：

$$\frac{r_R}{r_B}=f(x)；\ \sin\varphi=f(x)；\ \cos\varphi=f(x)\text{。}$$

这些关系式很容易在繪制极速度时求出（图 94）。

通过同样的論証，就可以确定在当构件 A 为凸輪时（即对第三型凸輪机构的另一亚类来説），計算效率的公式（91）仍然适用。在这种情况下应用該公式时将略为簡单，因为在这里 $\frac{r_R}{r_B}=$ 常量，并且只須預先决定 k、$\sin\varphi$ 和 $\cos\varphi$ 即可，而这三个量在分析现有各机构时，均可借类似于图 95 所示的作图法求出。

如果在所研究的凸輪机构图中，角 $\varphi=0$（例如，在路易士机枪的弹盘回轉机构中），或者 φ 角小至可以略去不計时，则确定效率的公式可以取为：

$$\eta=\frac{1-fk_1}{k_1+2f}k_1,\quad k_1=k\frac{r_R}{r_B},\tag{92}$$

式中 k 为傳速比。

在确定各机构的效率时，决定

$$\cos\varphi=f(x),\ \sin\varphi=f(x)\text{和}\frac{r_R}{r_B}=f(x)$$

等关系之前，必須估計到它們的变化对效率值的影响，同时还須考虑到所取摩擦系数 f 的准确性。通常可以不考虑这些量的变化而取其为常数。这样，确定效率时的計算将大为簡化。

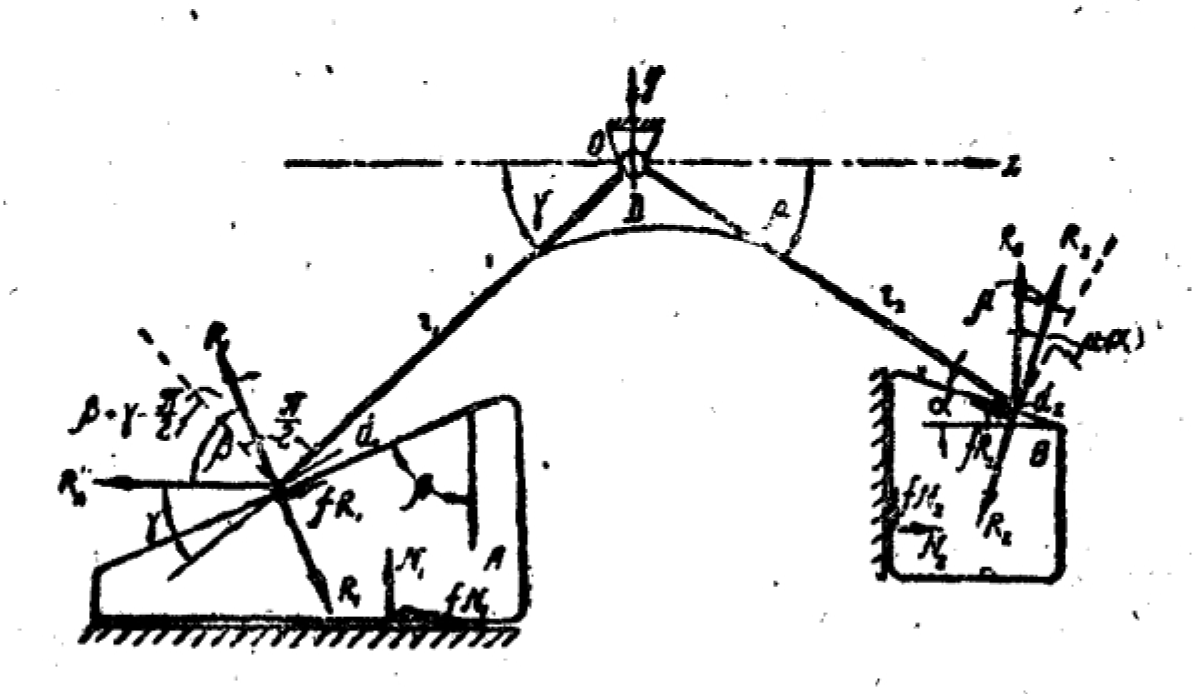


图111 作用在第四型凸輪机构各构件上的力的略图。

如果机枪是靠枪机傾斜閉鎖，或者像德普式机枪那样进行閉鎖，则在确定枪机开鎖机构的效率时，就可以采用这种假設。

(90)、(91)、(92) 等式都是对构件 A 为主动构件时（相应于 k 到达极大值以前的运动期）导出的。

当 k 到达极大值以后，效率应按下列公式計算：

a) 当 $\varphi\neq0$ 时，

$$\eta_B'=\frac{\cos\varphi-f(\sin\varphi-k_1)}{k_1\cos\varphi-2f(1-k_1\cos\varphi)}k_1;$$

б）当 $\varphi = 0$ 时，

$$\eta_B' = \frac{1+fk_1}{k_1-2f}k_1。$$

現在让我們研究一下确定第四型凸輪机构（图 111）的效率的方法。

我們利用构件 A 和 B 在各力作用下的平衡条件。

构件 A 的平衡条件：

$$\sum X = R_1\cos\beta + fR_1\sin\beta + fN_1 - R_A' = 0,$$

$$\sum Y = N_1 + fR_1\cos\beta - R_1\sin\beta = 0。$$

构件 B 的平衡条件：

$$\sum X = R_2\sin\alpha + fR_2\cos\alpha - N_2 = 0,$$

$$\sum Y = R_2\cos\alpha - fR\sin\alpha - fN_2 - R_B' = 0。$$

构件 D 的平衡条件：

$$\sum M_0 = r_1R_1\sin(\beta+\gamma) - fr_1R_1\cos(\beta+\gamma)$$

$$-r_2R_2\cos(\mu-\alpha) - fr_2R_2\sin(\mu-\alpha) = 0。$$

在确定約束反作用力时忽略摩擦力，便得

$$\frac{R_B'}{R_A'} = \frac{R_2(\cos\alpha - 2f\sin\alpha)}{R_1(\cos\beta + 2f\sin\beta)}, \tag{93}$$

式中

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1}\frac{\sin(\beta+\gamma)}{\cos(\mu-\alpha)}。$$

将 $\frac{R_2}{R_1}$ 值代入，便得：

$$\frac{R_B'}{R_A'} = \frac{r_1\sin(\beta+\gamma)(\cos\alpha - 2f\sin\alpha)}{r_2\cos(\mu-\alpha)(\cos\beta + 2f\sin\beta)}。\tag{94}$$

为了决定傳速比，我們运用极速度图（图 112），由此求得：

$$k = \frac{V_B}{V_A} = \frac{r_2}{r_1}\frac{\cos\mu + \sin\mu\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\sin\gamma + \cos\gamma\,\mathrm{tg}\,\beta}$$

或

$$k = \frac{r_2}{r_1}\frac{\cos(\mu-\alpha)\cos\beta}{\sin(\beta+\gamma)\cos\alpha}。\tag{95}$$

将 $\frac{R_B'}{R_A'}$ 和 k 值代入效率表达式，得：

$$\eta = \frac{R_B'}{R_A'} k = \frac{(\cos\alpha - 2f\sin\alpha)\cos\beta}{(\cos\beta + 2f\sin\beta)\cos\alpha} = \frac{1-2f\operatorname{tg}\alpha}{1+2f\operatorname{tg}\beta}。 \quad (96)$$

在主动构件和从动构件的作用轉化以后，可以和前面一样，用改变摩擦系数的符号的方法来求逆傳动效率倒数的表达式。此时，

$$\eta' = \frac{1+2f\operatorname{tg}\alpha}{1-2f\operatorname{tg}\beta}。 \quad (97)$$

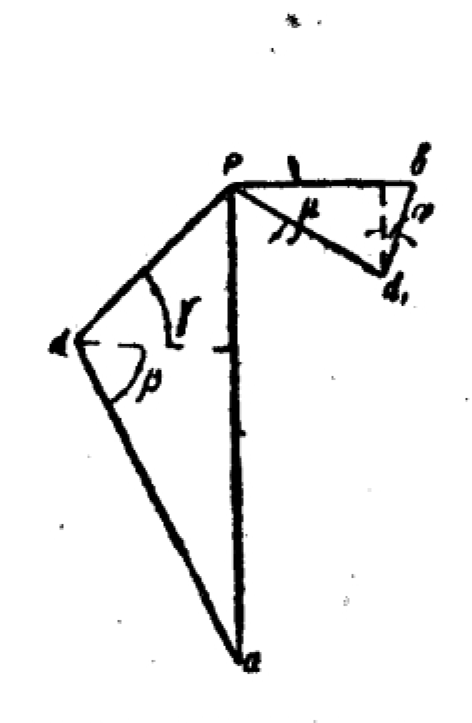


图112 第四型凸輪机构的极速度图。

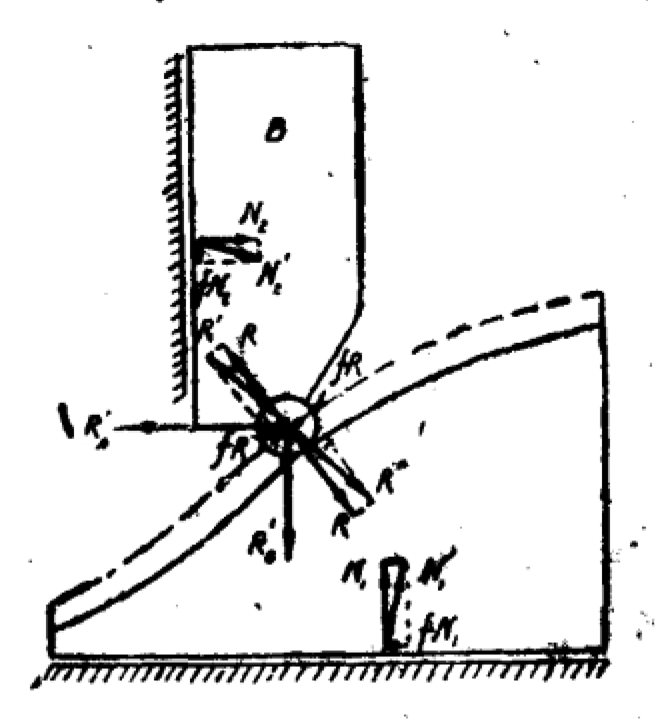


图113 約束面上法綫及切綫反作用力的合力图。

自动武器中各种凸輪机构的效率，也可以用图解法来确定。

图解法的实质是用繪制力多边形的方法，图解出效率公式中損耗力$\frac{R_B'}{R_A'}$的比值。

兹取第一型凸輪机构作为例子。

在图113的机构略图中，繪出損耗力和約束反作用力，約束反作用力中包括約束面上的法綫反作用力及其切綫分力（摩擦力），并在力和反作用力的每一个作用点上画出包括摩擦力在內的合力。

在繪制合力时，可以采用任意比例尺，而不計較表示力的綫段的长短，但是必須使摩擦力 fN 与相应的法綫反作用力 N 之比値等于所取的摩擦系数 f，以便使力多边形的各边能得到准确的方向。

其次，必須以任一比例繪出力多边形，力多边形对于每个构件都必須包括作用在它上面的全部力和反作用力。同时，构件 A 和 B 的力多边形必須繪在一起，如图 114 所示。然后，由所得的力多边形中取綫段 R'_B 和 R'_A 的比值 $\frac{R'_B}{R'_A}$，并乘以傳速比 $k=\frac{V_B}{V_A}$，k 值也可用繪制极速度图的方法来决定。力多边形可以根据图解靜力学教程中所述的一般原理来繪制。

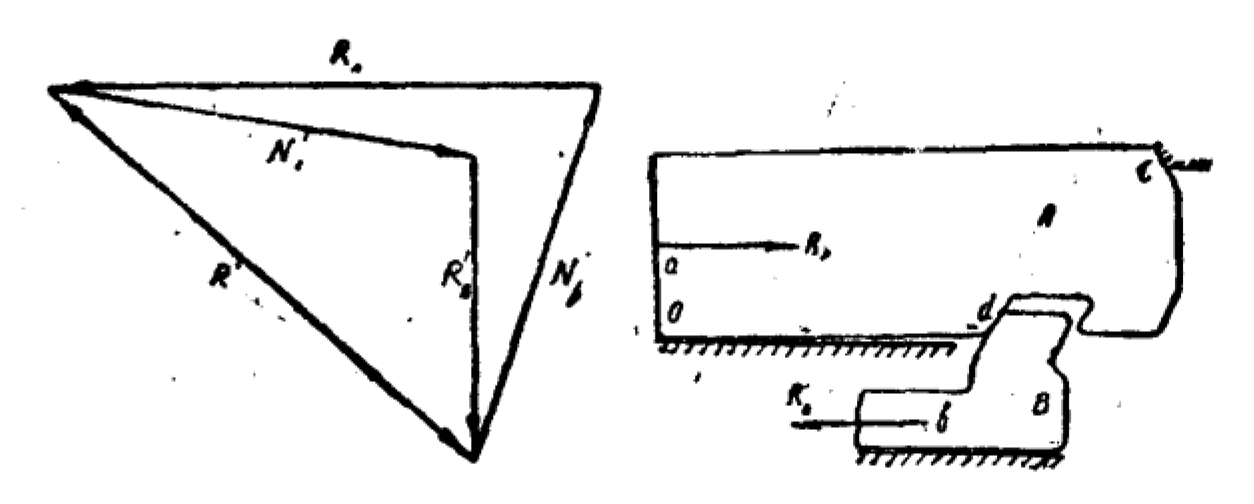


图114　力多边形的繪制。　　图115　莱逊冲鋒枪的枪机开鎖机构

对于有一个构件作复杂平面运动的机构，用图解方法来决定机构的效率特别方便。現在我們以莱逊冲鋒枪的閉鎖机构为例，来說明如何用图解法求出机构的效率（图115）。

用反作用力来代替約束面，并繪出約束面上的切綫及法綫反作用力的合力，所研究的这个机构，就可以画成为如116图的形式。

其次，在繪制力多边形之間，必須弄淸力 R'_A 和反作用力 R' 的比例。为此应当把另外两个反作用力 N'_1 和 N'_2 的作用綫延长，使之相交于 O_1 点，写出构件 A 对 O_1 点的平衡条件：

$$R'_A h_1 = R' h_2,$$

由此式可得

$$\frac{R'}{R'_A}=\frac{h_1}{h_2}。$$

利用图 116 上的略图，就可以量出綫段 h_1 和 h_2。知道了比值 $\frac{R'}{R'_A}$ 之后，就可以繪制构件 A 的力多边形（图117）。从 b 点作一任意长的綫段 ab 与力 R'_A 平行，从 a 点作一直綫 ac 与反作用力 R' 平行，其长度为：

$$ac = ab\frac{h_1}{h_2}。$$

从 c 点和 b 点各引一直綫平行于反作用力 N_2' 和 N_1'，得綫段 cd 和 bd，这些綫段分别与反作用力 N_2' 和 N_1' 成比例。其次，在已得的构件 A 的力（作用力与反作用力）多边形上，添繪构件 B 的力多边形（如图 117 所示），这时考虑到，作用在构件 A 和 B 上的反作用力 R' 的大小相等，但符号相反，在构件 A 的力多边形上用綫段 ac 表示力 R'。从 c 点和 a 点分别作直綫平行于力 R_B' 和反作用力 N_3'，即可得出构件 B 的力多边形。

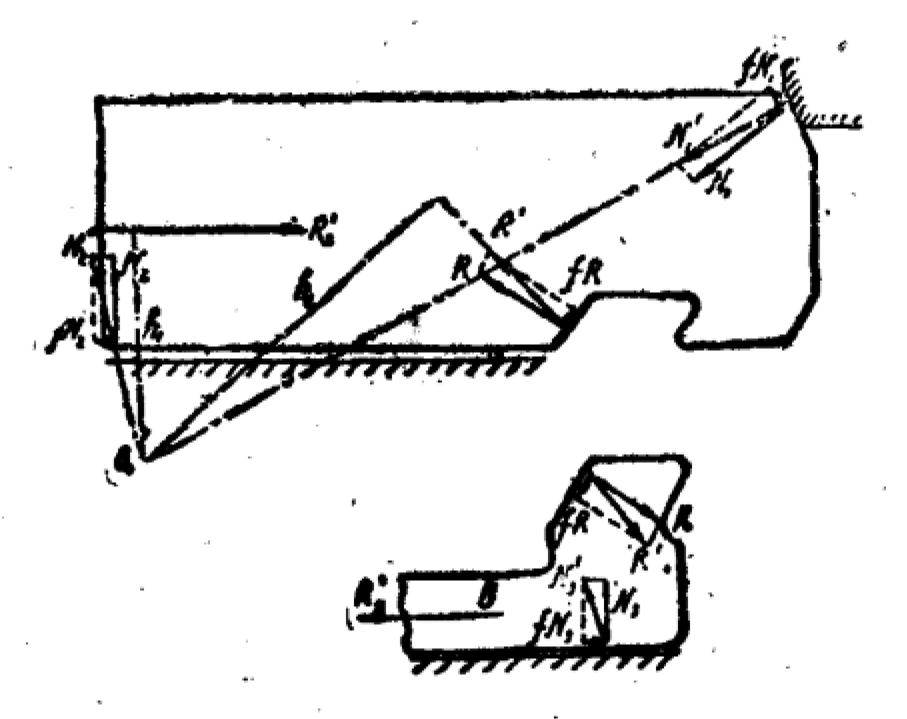


图116 合力的繪制。

由作图中可以看出：

$$\frac{R_B'}{R_A'} = \frac{ec}{ab}。$$

为了求得这个机构的效率，必须把比值 $\frac{R_B'}{R_A'}$ 乘以傳速比，傳速比可以用繪制极速度图的方法来确定（图118）。

图 118 上的极速度图，是用普通的方法把速度向量逆时針回轉90°以后繪成的。

例如，所研究的这两个构件的接触点 d 的极速度图是由下列三个向量組成：与构件 B 的絕对速度成比例的向量 pb，与构件 A 上 d 点的絕对速度成比例的向量 pd，与构件 A 上 d 点对构件 B 上 b 点的相对速度成比例的向量 db。

上面所研究的乃是在各机构构件的一定位置上确定效率的各

种方法。

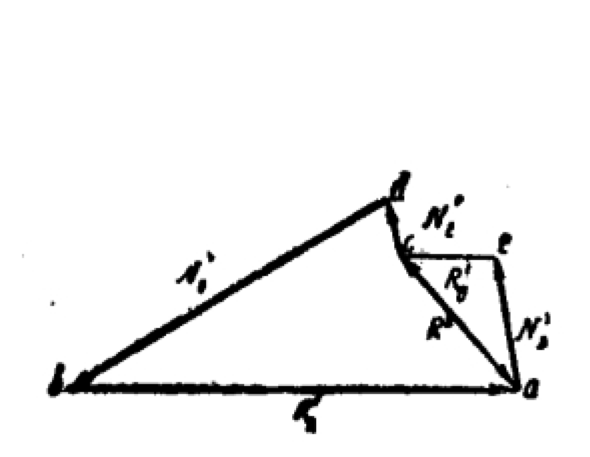


图117 力多边形的繪制。

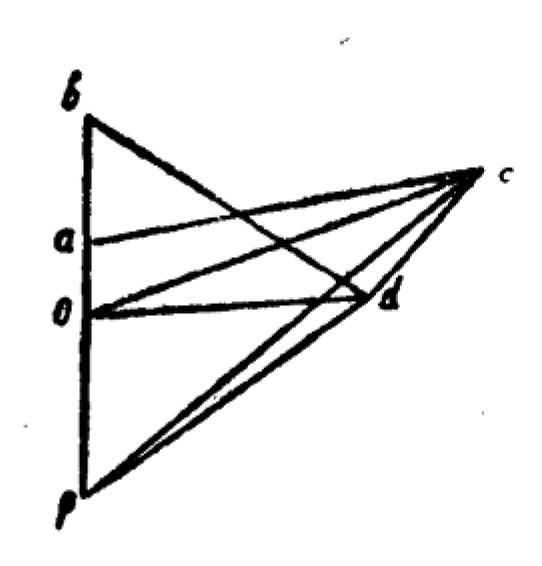


图118 极速度图。

为了求得 $\eta = f(x)$ 的关系，必須把所研究的基本构件的运动路段分为許多更小的运动路段，同时确定机构在每一小段上的位置并計算其效率的大小。

其次，有了这些效率的数值之后，沿横座标軸取 x 值，沿纵座标軸取相应的 η 值（图119），即可作出 $\eta = f(x)$ 曲綫。

在推导机构的基本动力学方程式时，曾将效率的某一平均常数值 η_{cp} 代入换算质量的表达式中。

这个平均值可以取为

$$\eta_{cp} = \frac{\int_0^x \eta dx}{x},$$

式中 η——效率，是基本构件的座标 x 的函数，为一变量；

x——座标在所研究的运动时期内的增量。

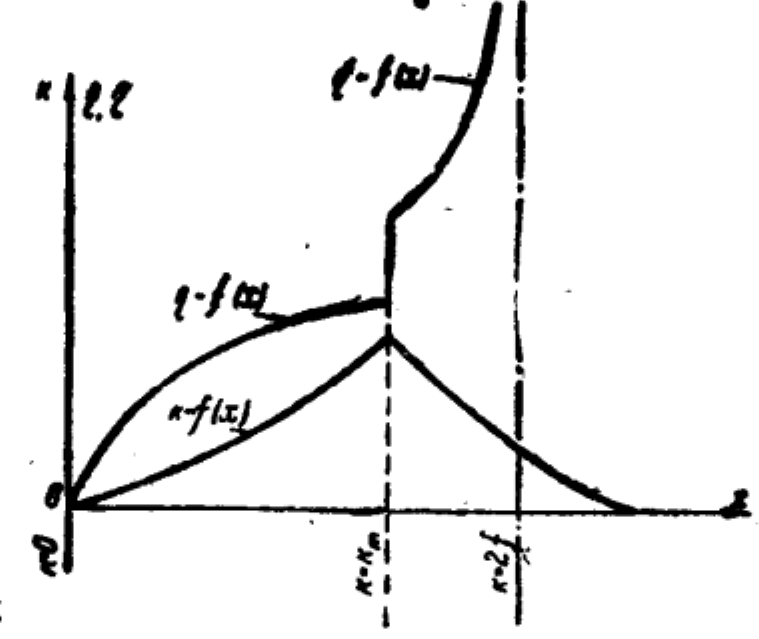


图119 $\eta = f(x)$ 的关系。

此表达式說明在 x 发生变化时，效率的平均值也将发生变化。

η_{cp} 量可以用解析法或图解法求出。

如果知道了与 x 值相应的 η 值：

η	η_0	η_1	η_2	…………………………………………	η_n
x	x_0	x_1	x_2	…………………………………………	x_n

要求計算 x_n-x_0 段內的 η_{cp}，則效率 η_{cp} 可以按下式求出：

$$\eta_{cp}=\frac{1}{n}\left(\frac{\eta_0}{2}+\eta_1+\eta_2+\cdots+\eta_{n-1}+\frac{\eta_n}{2}\right)。$$

如果 $\eta=f(x)$ 的关系是以图解的形式給出，則用图解法求 x 为任一值时的 η_{cp} 較为方便。

为了說明求 η_{cp} 的图解法的根据，我們对 η_{cp} 的表达式进行微分。把 η_{cp} 看作变量，对 η_{cp} 的表达式进行微分，得

$$\eta_{cp}dx+d\eta_{cp}x=\eta dx$$

或

$$\frac{d\eta_{cp}}{dx}=\frac{\eta-\eta_{cp}}{x}。$$

換成 x 和 η_{cp} 的微小有限增量时，上式可写为

$$\frac{\Delta\eta_{cp}}{\Delta x}=\frac{\eta-\eta_{cp}}{x}。$$

在基本构件的座标由 x_0 变到 x 的路段上，可如图 120 所示的方式图解出 η_{cp}。

下面我們就横座标 x_n 来証明所用作图法的正确性。由相似三角形 abc 和 dce 得：

$$\frac{dc}{de}=\frac{cb}{ab},$$

但是

$$dc=\Delta\eta_{cp}\frac{1}{\alpha_n};\quad de=\Delta x\frac{1}{\alpha_x};$$

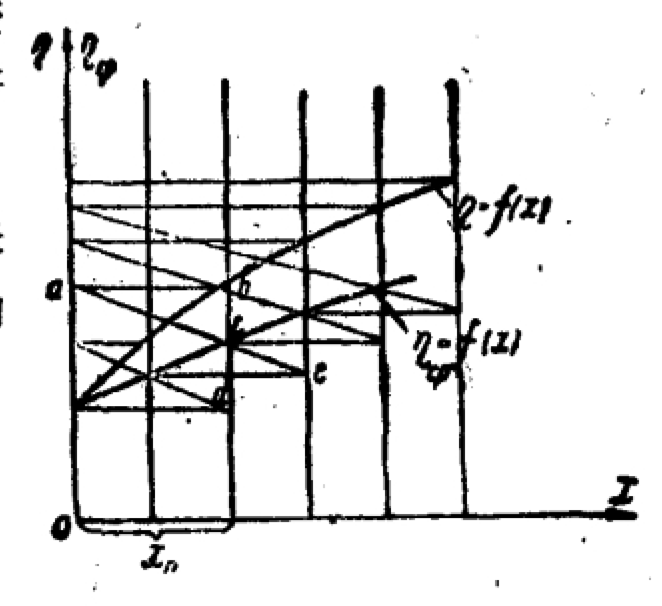


图120 求η_{cp}的图解。

$$cb=(\eta-\eta_{cp})\frac{1}{\alpha_\eta};\quad ab=x\frac{1}{\alpha_\eta},$$

式中　α_η 和 α_x——η 和 x 的比例尺。

由这些等式可得

$$\frac{\Delta\eta_{cp}}{\Delta x}=\frac{\eta-\eta_{cp}}{x},$$

这个公式与前面所求的公式相符合。

当由 $\eta=f(x)$ 的曲綫来决定 $\eta_{cp}=f(x)$ 的关系时，应当注意，在工作构件受制动的时期（$k=k_m$ 以后）内，曲綫上画的是逆傳动效率的倒数 $\eta'=f(x)$。

为了在这一运动路段上决定 $\eta'_{cp}=f(x)$，必須首先决定逆傳动效率 $\frac{1}{\eta'}$，并按照关系式 $\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 求出 $\frac{1}{\eta'_{cp}}=f(x)$。

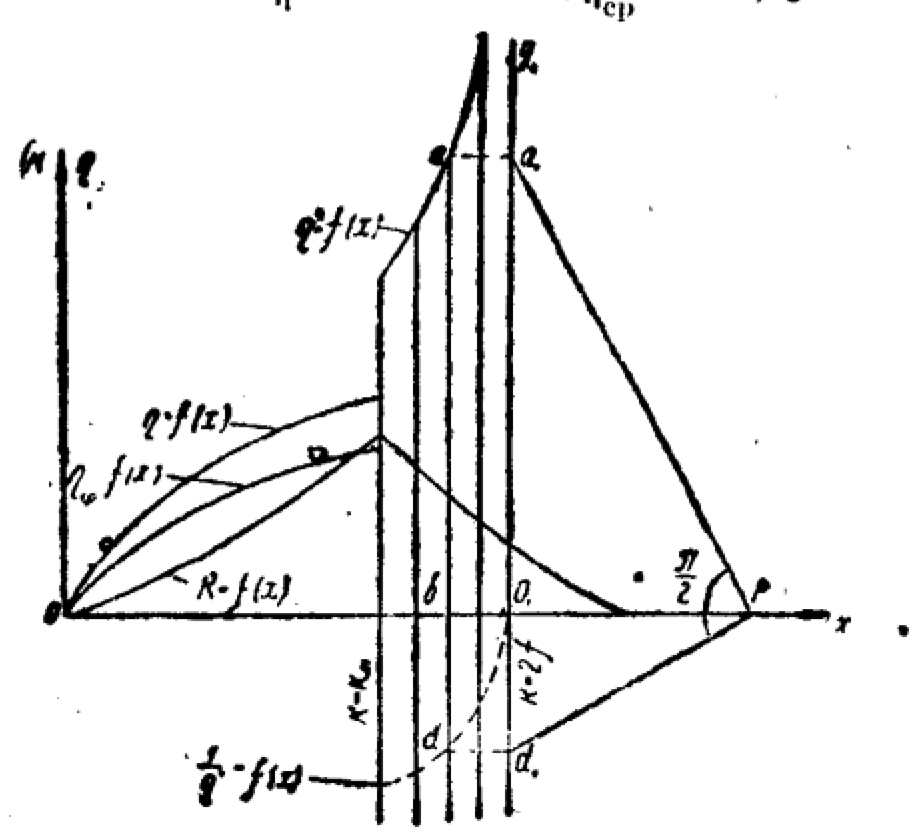


图121　$\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 的图解。

其次，有了图解 $\frac{1}{\eta'_{cp}}=f(x)$ 以后，就可作出 $\eta'_{cp}=f(x)$ 的图解。

所有这些作图工作，都可以按下述方法来进行。

作 $\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 的图解时，把工作构件的整个制动路段（由 $k=k_m$ 至 $k=2f$）分为若干小段，从这些小段的末端作 $\eta'=f(x)$ 的

纵座标綫（图 121）。其次，在 O_1 点的右边沿横座标軸截取綫段 $O_1P=\frac{1}{\alpha_\eta}$，其中 α_η 是 $\eta=f(x)$ 曲綫中 η 的比例尺。然后对 $\eta'=f(x)$ 的每一纵座标进行如下的作图:

1. 由 a 点作一水平綫与纵座标綫 O_1y_1 相交于 a_1 点;

2. 以直綫連接 a_1 和 p 两点，并在 p 点作 a_1p 綫段的垂直綫，与 O_1y_1 的延长綫交于 d_1 点;

3. 由 d_1 点作一水平綫，与 $\eta'=f(x)$的纵座标綫的延长綫交于 d 点。綫段 bd 就表示$\frac{1}{\eta'}$之値，其比例尺为 α_η。实际上，由直角三角形 a_1pd_1 可得:

$$(a_1O_1)(O_1d_1)=(O_1p)^2$$

或

$$(ab)(bd)=\frac{1}{\alpha_\eta^2},$$

但

$$ab=\frac{\eta'}{\alpha_\eta},$$

所以

$$bd=\frac{1}{\eta'}\cdot\frac{1}{\alpha_\eta},$$

这就是説，綫段 bd 是以 α_η 为比例尺来表示$\frac{1}{\eta'}$値的。

这样求出$\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 的若干纵座标，并用一平滑曲綫把所得的各个 d 点連接起來，便得工作构件在制动时期內（即主动构件和从动构件轉化以后）的$\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 曲綫。

該图解的纵座标軸的方向朝下。图解曲綫将表示逆傳动效率和基本构件的位移 x 之間的函数关系。

$\frac{1}{\eta'_{cp}}=f(x)$ 的图解，可以用解析法或上述的图解法由$\frac{1}{\eta'}=f(x)$ 曲綫求出。

$\frac{1}{\eta'_{cp}}=f(x)$ 的图解关系如图 122 所示。

作 $\eta'_{cp}=f(x)$ 曲綫时，必須采用与求$\frac{1}{\eta'}=f(x)$相同的方法（图123）。

图 124 上繪出在机构的全部工作路段內（在工作构件的加速时期和制动时期內）$\eta_{cp}=f(x)$ 的图解关系，其中 η_{cp} 表示在加

速时期內正傳动效率的平均值，η'_{cp} 則表示在工作构件制动时期內逆傳动效率平均值的倒数。

上述确定自动武器中主要凸輪机构的效率的方法，在确定更复杂的机构的效率时，也可以应用（見实例）。

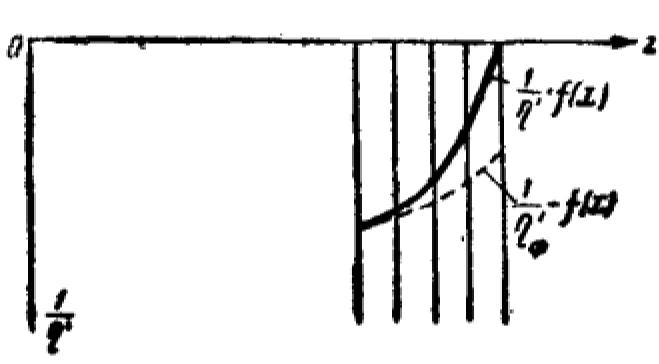


图122 图解 $\frac{1}{\eta'_{cp}}=f(x)$ 的繪制。

这种方法是以許多假設（不考慮各零件重心的位置，不考慮由于各力不在同一直綫上而形成的力矩等等）为基础的，因此就不能保証有高度的准

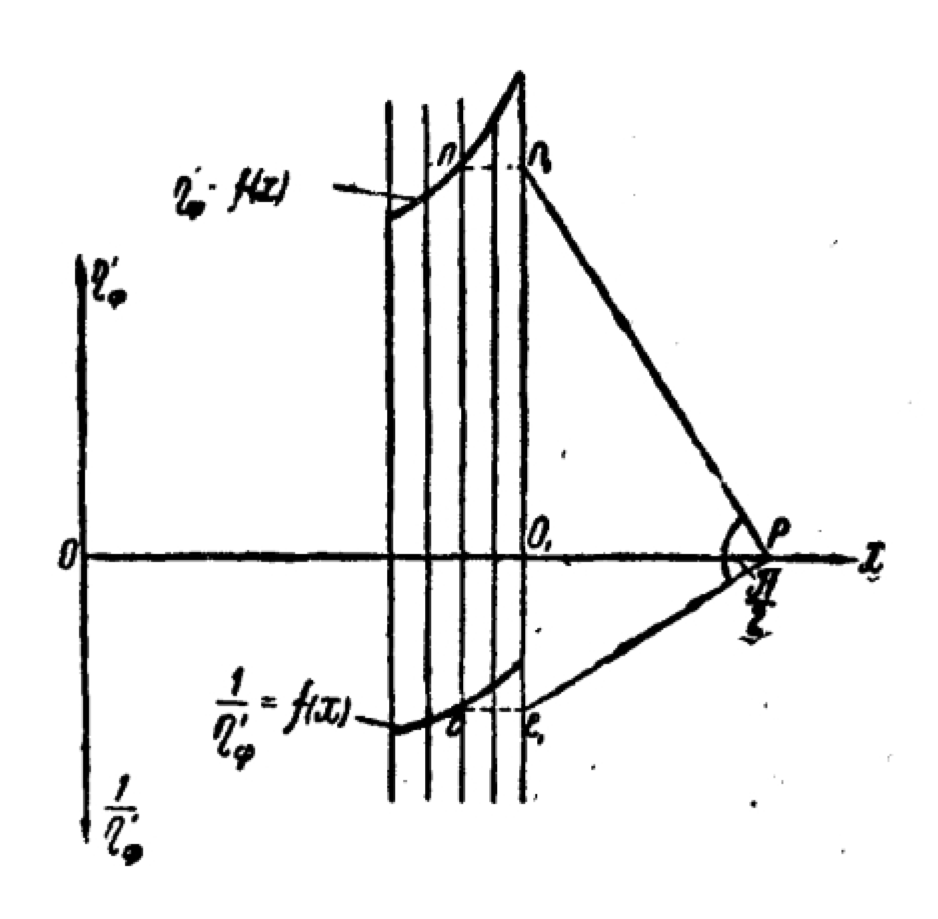


图123 图解 $\eta'_{cp}=f(x)$ 的繪制。

确度。但在評价这些假設时，应当注意到效率值的准确度主要决定于所取摩擦系数值的准确度，而摩擦系数又取决于大量的因素。一般只能概略地决定。这說明在研究自动武器各机构时，用更精确的方法来計算摩擦力是不合理的，也說明了采用由上述方法所确定的效率来近似地計算摩擦力的可能性。

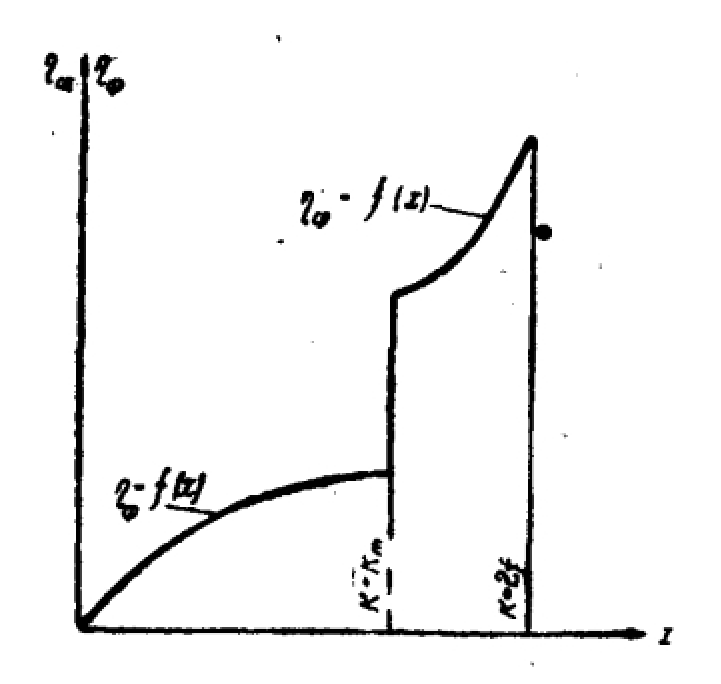


图124 在工作构件的加速时期和制动时期内 $\eta_{cp}=f(x)$和$\eta_{cp}'=f(x)$的图解。

§5 换算质量和换算力的确定

在推导自动武器各机构构件的运动方程式时，曾得出下列换算质量和换算力的表达式：

$$M_A'=M_A+M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}},\tag{98}$$

$$Q=F_A-F_B\frac{k}{\eta},\tag{99}$$

式中

M_A——基本构件A的替换质量；

M_B——工作构件B的替换质量；

k——傳速比；

η——效率；

F_A——作用在基本构件A上的給定主动力的合力在构件A的速度方向上的投影；

F_B——作用在工作构件B上的給定阻力的合力在构件B的速度方向上的投影。

如果力F_A和F_B是基本构件A的座标x的函数，那么有了关

系式 $k=f(x)$、$\eta=f(x)$ 和 $\eta_{cp}=f(x)$ 之后，就可以求出换算质量和换算力与基本构件的座标 x 的关系式：

$$M_A'=f(x)$$

和 $$Q=f(x)$$

如果用图解法确定傳速比 k，则在确定换算质量和换算力时，采用图解法也是很方便的。

設已知 $k=f(x)$ 和 $\eta_{cp}=f(x)$ 曲綫（图 125），在图中截取 x 量的比例尺为 α_x；k 量的比例尺为 α_k，η_{cp} 量的比例尺为 α_η，并且已知质量 M_A 和 M_B。这时，为了确定 $M_A'=f(x)$ 的图解，

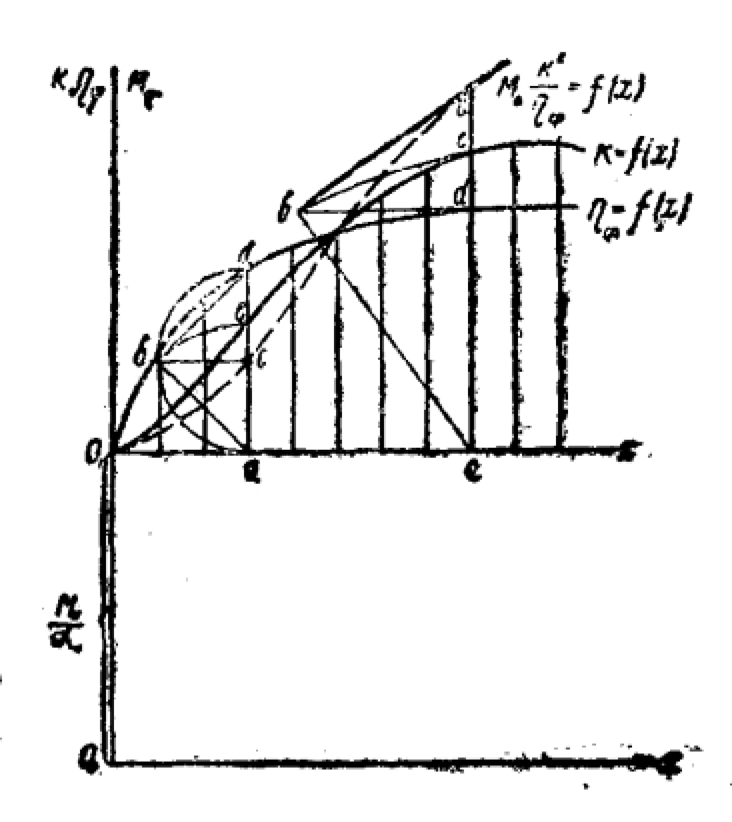


图125 换算质量的确定。

应当在一系列 x 值上作纵座标綫。当 $\eta_{cp}=f(x)$ 的曲綫高于 $k=f(x)$ 的曲綫时，在决定 M_A' 量时，应該对每一纵座标进行如下的作图：

1）以 $\eta_{cp}=f(x)$ 曲綫的纵座标为直徑作半圓 abd；

2）以 a 点为圓心，$k=f(x)$ 曲綫的纵座标为半徑作圓弧，与半圓 abd 交于 b 点；

3）由此圓弧与半圓之交点 b 引一水平直綫，交纵座标 ab 于 c 点。

綫段 ac 就表示 $M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 的数值，其比例尺为 $\frac{\alpha_k^2}{\alpha_\eta}M_B$。

实际上，由三角形 dba 可得：

$$\frac{ad}{ba}=\frac{ba}{ac}$$

或 $$ac=\frac{(ba)^2}{ad},$$

但 $$ba=\frac{k}{\alpha_k};$$

$$ad = \frac{\eta_{cp}}{\alpha_n},$$

所以

$$ac = \frac{k^2\alpha_n}{\eta_{cp}\alpha_k^2}$$

或

$$M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}} = ac\,\frac{\alpha_k^2}{\alpha_n}M_B。$$

对图上的每一纵座标（图 125）都进行类似的作图，就可以在不同的 x 值上求出一系列的与 $M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 成比例的綫段 ac，用一平滑曲綫連接所有的 c 点，卽可得

$$M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

的图解。

为了求得

$$M'_A = M_{A_r} + M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

的图解，必須将横座标軸向下移动一段 O_1O_2 的距离：

$$O_1O_2 = M_A\frac{\alpha_n}{\alpha_k^2 M_B}。$$

这时，O_1 点将是图解 $k = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 的座标原点，而 O_2 点則为图解 $M'_A = f(x)$ 的座标原点。

在上述情况中，曲綫 $\eta_{cp} = f(x)$ 高于曲綫 $k = f(x)$，然而曲綫 $\eta_{cp} = f(x)$ 也可能低于曲綫 $k = f(x)$。在这种情况下，图解

$$M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}} = f(x)$$

时，必須稍微改变一下作图方法。

为此，当曲綫 $\eta_{cp} = f(x)$ 低于曲綫 $k = f(x)$ 时，对曲綫 $k = f(x)$ 和 $\eta_{cp} = f(x)$ 的每一纵座标，应該进行如下的作图：

1）由 d 点（纵座标綫与曲綫 $\eta_{cp} = f(x)$ 的交点）向左作一水平綫，以 a 点为圓心，以 $k = f(x)$ 曲綫的纵座标 ac 为半徑作一圓弧，交水平綫于 b 点。

2）由 b 点作一直綫垂直于直綫 ab，交纵座标綫于 c 点。这时，綫段 ac 就表示 $M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}}$ 之值，其比例尺为 $\frac{\alpha_k^2}{\alpha_n}M_B$。

实际上由三角形 abc 可得：

$$\frac{ac}{ab}=\frac{ab}{ad}$$

或

$$ac=\frac{(ab)^2}{ad},$$

但

$$ab=\frac{k}{\alpha_k},$$

$$ad=\frac{\eta_{cp}}{\alpha_\eta},$$

所以

$$ac=\frac{k^2\alpha_\eta}{\eta_{cp}\alpha_k^2}$$

或

$$M_B\frac{k^2}{\eta_{cp}}=ac\frac{\alpha_k^2}{\alpha_\eta}M_{B0}$$

为了求得

$$M_A'=M_A+M_B\frac{k^3}{\eta_{cp}}=f(x)$$

的图解，必須和上述情况一样，将座标原点沿纵軸向下移一段距离 $O_1O_2\left(=M_A\frac{\alpha_\eta}{\alpha_k^2M_B}\right)$。

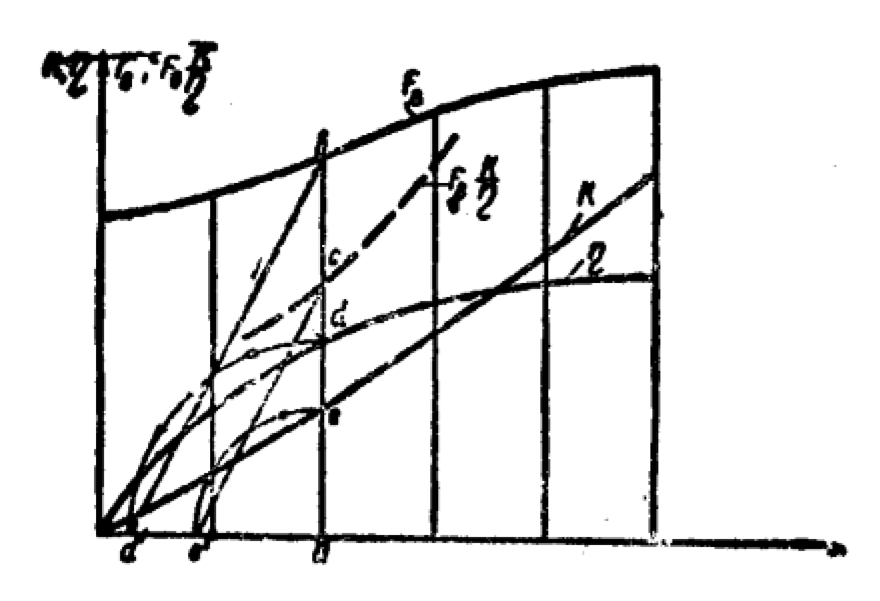


图126　换算力$F_B\frac{k}{\eta}=f(x)$的确定。

换算力的表达式为

$$Q=F_A-F_B\frac{k}{\eta},$$

当 k 和 η 对 x 的函数关系为已知时，也可以用图解法求出。

为此，我們把 $k=f(x)$、$\eta=f(x)$ 和 $F_B=f(x)$ 等曲綫作成如图 126 所示的布局，并对这些图解的若干纵座标进行如下的作图。

将 d 和 e 两点移至横座标軸上得 d' 和 e'，用直綫連接 d' 点 b 点，并由 e' 点引一直綫平行于 $d'b$，与纵座标綫 ab 交于 c 点。这时，綫段 ac 将以适当的比例尺表示换算力中的第二項。

实际上，由相似三角形 $e'ac$ 和 $d'ab$ 可得：

$$\frac{ac}{ae'}=\frac{ab}{ad'},$$

但

$$ae'=ae,$$

$$ad'=ad。$$

因此，

$$\frac{ac}{ae}=\frac{ab}{ad}$$

或

$$ac=ab\frac{ae}{ad}。$$

但

$$ae=\frac{k}{\alpha_k},\quad ad=\frac{\eta}{\alpha_n},$$

$$ab=\frac{F_B}{\alpha_F}。$$

因此，

$$ac=F_B\frac{k}{\eta}\frac{\alpha_n}{\alpha_F\alpha_k}。$$

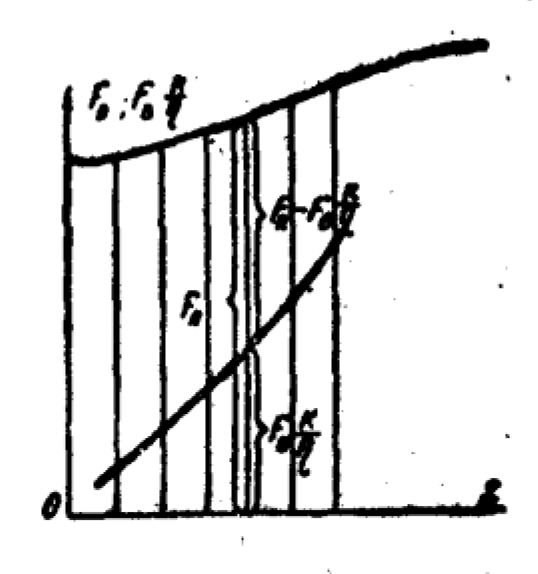


图127 $F_A-F_B\frac{k}{\eta}=f(x)$ 的图解。

令

$$\frac{\alpha_F\alpha_k}{\alpha_n}=\alpha_Q,$$

则得

$$(ac)\alpha_Q=F_B\frac{k}{\eta}。$$

由此可見，綫段 ac 实际上按比例尺 α_Q 給出换算力的第二項。

有了 $F_B\frac{k}{\eta}=f(x)$ 的图解，就可以作出整个换算力的图解（图 127）。

§6 自动武器各机构运动微分方程式的近似解法

在研究如何运用近似方法去解自动武器各机构工作的問題以

前，我們首先說明一下微分方程式的数值积分法和图解解析法的主要特点，因为这些特点决定着这两种方法的优缺点。

数值积分法最主要的优点是能保証計算結果有高度的精确性。

在研究自动武器各种机构的工作时，由于原始值不够精确，而要求解微分方程式的結果有高度的精确性是不合理的。因而使这一优点在很大程度上失去了意义。

数值积分法的第二个优点是在判断結果的精确度时，几乎完全不受主观因素的影响。而用图解解析法进行研究时，主观因素的影响可以起很大的作用。

这个方法的缺点是必須进行大量的运算，而且所得的数值缺乏直观性，因而难于及时发現計算中的偶然誤差，也难于在研究問題的过程中（在最后解出微分方程式以前）估計所得数值的正确性。

微分方程式的图解解析法与数值积分法比較起来，有很多优点。它的主要优点是，能够明显地示出微分方程式中的全部数量。这样一来，就容易在計算过程中估計任一数量的正确性。

在綜合机构时，这个方法可以在計算过程中对某些决定机构工作的参数作适当的修正，从而可以縮減計算的工作量。

图解解析法的第二个优点是，能够根据計算中引入的数值的精确度，来估計作图的精确度，并且可以用适当改变作图比例尺的方法，在一定的范圍內改变計算的精确度。在运用图解解析法时，通常能"自动"地避免过分精确的作图。

图解解析法的第三个优点是插值簡便。在用图解法表示函数时，用肉眼或用曲綫板和軟尺，就可以足够精确地进行插值。

后一种方法能保証高度的精确度，并且在原則上与用最精确的解析法插值的結果相当，因为在这种情况下，曲綫的未知部分，是用曲尺上的高次抛物綫弧所代替的。轉化座标系和改变座标原点都很簡便，也是图解解析法的优点。其所以变換簡便是由于以

門解表示函数的結果。

微分方程式的图解解析法的第四个优点（对于研究自动武器各机构的工作），是这种方法与給定自动武器各机构构件的运动微分方程式中的主要参数和函数的方法完全相适应，因为这些量和函数一般是以图解的形式給出的。

微分方程式的图解解析法的缺点一般是作图复杂和精确度不够。

如果把图解解析法和数值积分法比較一下，就不能不承认这的确是图解解析法的两个缺点。因为用数值积分法解微分方程式时，不需要任何作图，而且計算的精确度也很高。

評定在研究自动武器各机构工作时，运用这些方法解微分方程式的合理性，应注意以下几点。

評价作图的复杂性时，必须考虑这些作图能够代替多少計算工作量和用图解表示函数时的上述优点。

在評定作图的精确度时，应当考虑到研究問題所需的适当精确度，而不要脱离計算中各值的实际精确度和計算結果的預期精确度去抽象地考虑問題。

确定自动武器各机构的运动时間、速度和座标时，合理的計算精确度一般容許1～2%的誤差，在这种研究的精确度条件下，通常就可以不考虑图解解析法的这个缺点。

上面列举的理由，說明了自动武器各机构构件运动微分方程式的图解解析法的許多无可爭辯的优点。

因此，今后图解解析法将占很大的篇幅，并将指出在微分方程式的某些数值解法中，如何用图解作图来代替一系列的演算。

§7 自动武器各机构构件运动微分方程式的数值积分法的应用

在积分一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx}=f(x,y)$$

时，必须求出这样一个 y 量，它一方面要满足此微分方程式，另一方面在自变量的起始值为 x_n 时，它要等于预先給定的起始值 y_n。

将未知函数展开成戴劳級数的方法，是微分方程式数值积分法的基础。

假設函数 y 能够按 Δx 的正整冪展开，就可将此函数展开成戴劳級数的形式，即

$$y_{n+1}=y_n+\frac{\Delta x}{1}f'(x_n)+\frac{(\Delta x)^2}{2!}f''(x_n)+\frac{(\Delta x)^3}{3!}f'''(x_n)+\cdots\cdots, \tag{100}$$

式中

$$\Delta x=x_{n+1}-x_n。$$

利用此式可以求得与自变量 x_{n+1} 对应的函数 y_{n+1} 之值。为此，必須知道

$$y_n;f'(x_n);f''(x_n);f'''(x_n)等等。$$

要将函数 y 展成戴劳級数以直接积分微分方程式，只有在給定的微分方程式中能得出 $f'(x_n);f''(x_n)$ 等等的簡单表达式，同时这些导函数沒有一个是无限大时，才有可能。

通常在研究自动武器各机构的工作时，$f'(x_n);f''(x_n)$ 等等的表达式都不簡单。

利用现有的微分方程式的数值积分法，我們不必求出函数的高阶导数，就能够計算出戴劳級数的未知系数，并能求出与自变量 x_{n+1} 相应的函数 y_{n+1} 的近似值。

微分方程式的数值积分法可以分为两类，它們的主要区别是利用导函数起始值的方式不同。

第一类数值积分法，只利用当前所研究的积分区段起点上函数及其导数的数值。

第二类数值积分法，則要利用前几个积分区段起点上的函数及其导数的数值。

現在我們不談微分方程式的这两种原則上不同的数値积分法的具体內容，而一般的評价用这两种方法解自动武器各机构构件运动微分方程式的合理性。

自动武器各机构运动最主要的特点之一，是机构构件的运动不稳定和不連續。所以，前面所求得的微分方程式通常只能表明在基本构件位移很小的路段內和很短的运动时間內（与自动机的工作循环时間比較时很小）机构构件的运动。

故积分此微分方程式时，为了得出有适当精确度的結果，只要将自变量的总增量分为3～4段即可。

在这种区段划分很少的情况下，采用第二类数値积分法是不适宜的。

考虑到自动武器各机构构件的运动微分方程式的上述特点，应当采用第一类数値积分法。

第一类数値积分法还有一个很重要的优点，就是能够在自变数大小不等的区段內进行积分，这样就能够在函数或其导函数急剧变化的区段內提高积分的精确度。

第一类数値积分法在实际工程計算中已获得应用的典型例子是龙格的計算方法。

下面就叙述一下龙格数値积分法的实质，并給出原則上以龙格方法为基础的新的积分方案。

用龙格方法来积分微分方程式的根据如下述。

假設，要求对一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx}=f(y,x)$$

进行积分。

設已知此微分方程式的解为

$$y=F(x)。$$

将函数$F(x)$按戴劳公式展成級数，得:

$$\Delta y=F'(x)\Delta x+F''(x)\frac{(\Delta x)^2}{2}+F'''(x)\frac{(\Delta x)^3}{6}+\cdots\cdots \tag{101}$$

設

$$f(x,y)=f;\quad \frac{\partial f}{\partial x}=f_x;\quad \frac{\partial f}{\partial y}=f_y;\quad \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}=f_{xx};$$

$$\frac{\partial^2 f}{\partial y^2}=f_{yy};\quad \frac{\partial^2 f}{\partial x\partial y}=f_{xy},$$

可以写出

$$F'(x)=f; \tag{102}$$

$$F''(x)=\frac{d}{dx}f(x,y)=f_x+f_yf; \tag{103}$$

$$F'''(x)=\frac{d}{dx}F''(x)=\frac{d}{dx}(f_x+f_yf)=f_{xx}+2f_{xy}f+f_{yy}f^2$$
$$+f_y(f_x+f_yf)。 \tag{104}$$

把上述 $F''(x)$ 和 $F'''(x)$ 之值代入（101）式中，得

$$\Delta y=f\Delta x+(f_x+f_yf)\frac{(\Delta x)^2}{2}+[f_{xx}+2f_{xy}f+f_{yy}f^2$$
$$+f_y(f_x+f_yf)]\frac{(\Delta x)^3}{6}+\cdots\cdots \tag{105}$$

此 Δy 值可以一定的精确度。按下式求出：

$$\Delta y_s=\frac{\Delta_1 y+\Delta_3 y}{2}, \tag{106}$$

式中

$$\Delta_1 y=f\Delta x;$$
$$\Delta_2 y=f(x_n+\Delta x; y_n+\Delta_1 y)\Delta x;$$
$$\Delta_3 y=f(x_n+\Delta x; y_n+\Delta_2 y)\Delta x。$$

为了判断（106）式的精确度，应当将（106）式中的各量按两个变量展成戴劳级数。舍去含有 Δx 三次方以上的各量：

$$\Delta_1 y=f\Delta x,$$
$$\Delta_3 y=f\Delta x+(f_x+f_yf)(\Delta x)^2+[f_{xx}+2f_{xy}f+f_{yy}f^2$$
$$+2f_y(f_x+ff_y)]\frac{(\Delta x)^3}{2}。 \tag{107}$$

把这些数值代入（106）式中，得

$$\Delta y_s=\frac{\Delta_1 y+\Delta_3 y}{2}=f\Delta x+(f_x+ff_y)\frac{(\Delta x)^2}{2}$$
$$+[f_{yy}+2f_{xy}f+f_{yy}f^2+2f_y(f_x+f_yf)]\frac{(\Delta x)^3}{4}。 \tag{108}$$

把（108）和（105）式比较一下，可以看出，这两个公式的

前两項相同。

如果用公式

$$\Delta y_T = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x;\ \ y_n + \frac{1}{2}\Delta_1 y\right)\Delta x \tag{109}$$

来求函数的增量，则可求得前两項与（105）式相同的表达式。

实际上，将（109）式展成戴劳級数后，可得

$$\Delta y_T = f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2} + (f_x + 2f_{xy}f + f_{yy}f^2)\frac{(\Delta x)^3}{8}。 \tag{110}$$

为了使 Δy 量精确到戴劳級数的前三項，必須按下列公式进行計算：

$$\Delta y = \Delta y_T + \frac{1}{3}(\Delta y_s - \Delta y_T)。 \tag{111}$$

将 Δy_T 和 Δy_s 的数値代入（111）式，即可得出（105）式。

所得公式的实质，可以用图解明显的表示出来，为此，假設导数 $\frac{dy}{dx} = y'$ 与 y 无关。

在这种情况下，

$$\Delta y_s = \frac{f(x_n) + f(x_n + \Delta x)}{2}\Delta x。 \tag{112}$$

此結果的图解見图 128。由图可以看出，按（106）式求函数增量时，实质上我們略去了不大一段弓形的面积，而按梯形 $abcd$ 的面积求出 Δy_s。

如果函数 y 的增量是按公式

$$\Delta y_T = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x\right)\Delta x \tag{113}$$

求出，那么函数增量就是按长方形 $aemd$ 的面积求出的（图129）。

图128 图解积分。

如果用抛物綫代替曲綫綫段 bc，并使此抛物綫在 k 点的切綫平行于 bc 弦（图 130），那么梯形 $apgd$ 的面积将与长方形 $aemd$ 的面积相等，并且表示函数增量 Δy_T。

由图130的图解中得知，梯形 $apgd$ 的面积和梯形 $abcd$ 的面积只是近似地表示函数的增量。

根据图130的图解，也可以判断（109）式和（112）式的精确度。

如果函数增量 Δy 是根据梯形 $abcd$ 的面积和抛物綫弓形部分 bkc 的面积求出，那么計算的精度就会提高。

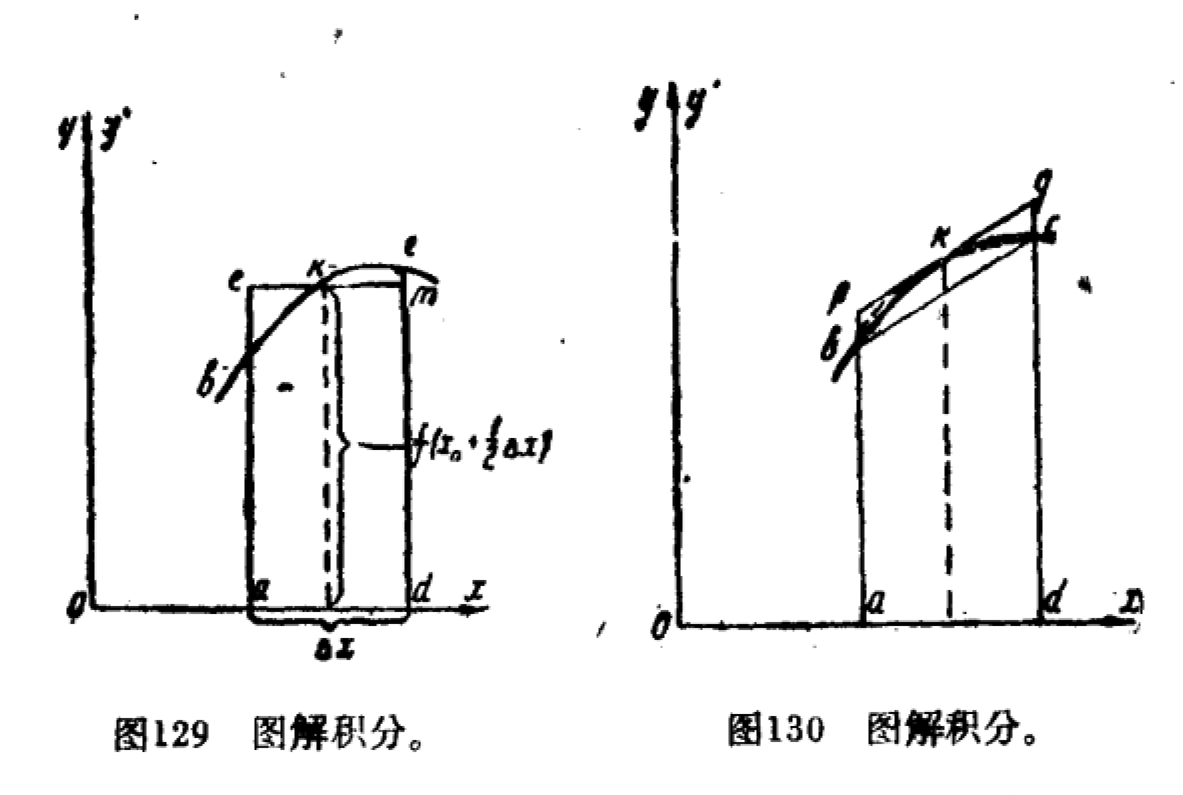


图129　图解积分。　　图130　图解积分。

大家都知道，抛物綫弓形部分的面积等于平行四边形 $bpgc$ 的面积的 $\frac{2}{3}$。

所以考虑到抛物綫弓形部分的面积时，

$$\Delta y=\Delta y_{T}+\frac{1}{3}(\Delta y_{s}-\Delta y_{T})。\tag{114}$$

大家都知道，此公式表示辛普逊規則，并且与（111）式完全一样。（111）式是由該函数展成的戴劳級数的前三項組成的。

对一次微分方程式 $\frac{dy}{dx}=f(x,y)$ 进行数值积分时，利用下表进行計算較为方便。

为了积分二次微分方程式

$$\frac{d^2y}{dx^2}=f(x,y,y'),\tag{115}$$

应当将此方程式化为由两个一次微分方程式組成的联立式：

n	
Δx	
$\frac{1}{2}\Delta x$	
x_n	
$x_n+\frac{1}{2}\Delta x$	
f	
$\frac{1}{2}\Delta_1 y$	
$y_n+\frac{1}{2}\Delta_1 y$	
$\frac{\Delta y_T}{\Delta x}$	
Δy_T	
$\Delta_1 y$	

$y_n+\Delta_1 y$	
$\frac{\Delta_2 y}{\Delta x}$	
$\Delta_2 y$	
$y_n+\Delta_2 y$	
$\frac{\Delta_3 y}{\Delta x}$	
$\Delta_3 y$	
$\Delta_1 y+\Delta_3 y$	
Δy_s	
$\Delta y_s-\Delta y_T$	
$\frac{1}{3}(\Delta y_s-\Delta y_T)$	
Δy	

$$\frac{dy}{dx}=z, \tag{116}$$

$$\frac{dz}{dx}=f_2(x, y, z)。 \tag{117}$$

在这种情况下，求函数增量的公式为：

$$\Delta_1 y=z_n\Delta x;\ \Delta_1 z=f_2(x_n, y_n, z_n)\Delta x;$$

$$\Delta_2 y=(z_n+\Delta_1 z)\Delta x;$$

$$\Delta_2 z=f_2(x_n+\Delta x;\ y_n+\Delta_1 y;\ z_n+\Delta_1 z)\Delta x;$$

$$\Delta_3 y=(z_n+\Delta_2 z)\Delta x;$$

$$\Delta_3 z=f_2(x_n+\Delta x;\ y_n+\Delta_2 y;\ z_n+\Delta_2 z)\Delta x;$$

$$\Delta y_s=\frac{1}{2}(\Delta_1 y+\Delta_3 y);\quad \Delta z_s=\frac{1}{2}(\Delta_1 z+\Delta_3 z);$$

$$\Delta y_T=\left(z_n+\frac{1}{2}\Delta_1 z\right)\Delta x;$$

$$\Delta z_T = f_2\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x;\ y_n + \frac{1}{2}\Delta_1 y;\ z_n + \frac{1}{2}\Delta_1 z\right)\Delta x。$$

利用这些公式，可得

$$\Delta y = \Delta y_T + \frac{1}{3}(\Delta y_s - \Delta y_T);$$

$$\Delta z = \Delta z_T + \frac{1}{3}(\Delta z_s - \Delta z_T)。\tag{118}$$

根据这些公式計算时，会使数值积分表更加复杂一些。

上述保証考虑含有 $(\Delta x)^3$的戴劳級数各項的微分方程式的数值积分法，在求 $\Delta_1 y$、$\Delta_2 y$、$\Delta_3 y$ 和 Δy_T 时，需要将数值代入基本方程式中四次，在方程式很复杂时，势必占用很多时間。

如果改变这个数值积分方案的形式，就可以使計算簡化。

为了对一次微分方程式

$$\frac{dy}{dx} = f(x, y)\tag{119}$$

进行数值积分，所用公式可写为

$$\Delta_1 y = f(x_n, y_n)\Delta x;\ \Delta_2 y = f(x_n + \Delta x;\ y_n + \Delta_1 y)\Delta x;$$

$$\Delta y_c = \frac{1}{2}(\Delta_1 y + \Delta_2 y);\tag{120}$$

$$\Delta y_T = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x;\ y_n + \frac{1}{2}\Delta y_c\right)\Delta x;$$

$$\Delta y = \Delta y_T + \frac{1}{3}(\Delta y_c - \Delta y_T)。\tag{121}$$

利用这些公式进行数值积分时，对每一区段 Δx 都只需将各个数值代入微分方程式中三次（求 $\Delta_1 y$、$\Delta_2 y$、Δy_T 时）。这样就减少25%的工作量，并能保証得到与用前述方案同样的計算精确度。

实际上，将函数增量 $\Delta_2 y$；Δy_c 和 Δy_T按两个自变量展成戴劳級数后，得:

$$\Delta_2 y = f\Delta x + (f_x + f_y f)(\Delta x)^2 + (f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy})\frac{(\Delta x)^3}{2};$$

$$\Delta y_c = f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2} + (f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy})\frac{(\Delta x)^3}{4};$$

$$\Delta y_T = f\Delta x + (f_x + f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2}$$
$$+ [(f_{xx} + 2ff_{xy} + f^2 f_{yy}) + 2f_y(f_x + f_y f)]\frac{(\Delta x)^3}{8};$$

式中

$$f=f(x,y);\quad f_x=\frac{\partial f}{\partial x};\quad f_y=\frac{\partial f}{\partial y};\quad f_{xx}=\frac{\partial^2 f}{\partial x^2};\quad f_{yy}=\frac{\partial^2 f}{\partial y^2};$$

$$f_{xy}=\frac{\partial^2 f}{\partial x\partial y}。$$

因此，

$$\Delta y=f\Delta x+(f_x+f_y f)\frac{(\Delta x)^2}{2}$$

$$+[f_{xx}+2ff_{xy}+f^2 f_{yy}+f_y(f_x+f_y f)]\frac{(\Delta x)^3}{6}。\qquad(122)$$

(122) 式是将未知函数的增量展开成戴劳級数后，精确到含有 $(\Delta x)^3$的項时所得的展开式，此式和按以前的方案进行数值积分时所得到的 (105)′式相同。

对二次微分方程式$\frac{d^2y}{dx^2}=f(x,y,y')$ 积分时，应当将此方程式化为由两个一次微分方程式組成的联立式：

$$\frac{dy}{dx}=z,$$

$$\frac{dz}{dx}=f_2(x,y,z)。$$

在这种情况下，数值积分的計算式为：

$$\Delta_1 y=z_n\Delta x;$$

$$\Delta_1 z=f_2(x_n,y_n,z_n)\Delta x;$$

$$\Delta_2 y=(z_n+\Delta_1 z)\Delta x;$$

$$\Delta_2 z=f_2(x_n+\Delta x;\ y_n+\Delta_1 y;\ z_n+\Delta_1 z)\Delta x;$$

$$\Delta y_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 y+\Delta_2 y);$$

$$\Delta z_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 z+\Delta_2 z);$$

$$\Delta y_T=\left(z_n+\frac{1}{2}\Delta z_c\right)\Delta x;$$

$$\Delta z_T=f_2\left(x_n+\frac{1}{2}\Delta x;\ y_n+\frac{1}{2}\Delta y_c;\ z_n+\frac{1}{2}\Delta z_c\right)\Delta x;$$

$$\Delta y=\Delta y_T+\frac{1}{3}(\Delta y_c-\Delta y_T);$$

$$\Delta z=\Delta z_T+\frac{1}{3}(\Delta z_c-\Delta z_T)。$$

兹以自动机在机匣固定时的运动微分方程式为例，来研究如何按此方案作二次微分方程式的数值积分表。

此方程式可写作下列形式：

$$\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{x}^2F(x)=Q(x,t), \tag{123}$$

式中 $F(x)$，$Q(x,t)$ 是座标 x 和时間 t 的已知函数。

此方程式也可以写为

$$\frac{d\dot{x}}{dt}=f(t,x,\dot{x})$$

引用符号 $\dot{x}=\frac{dx}{dt}=V$，可得出由两个一次微分方程式组成的联立式

$$\frac{dV}{dt}=f(t,x,V),$$

$$\frac{dx}{dt}=V。$$

根据在这些方程式中所采用的符号，对自变量 t 可写出下列数值积分公式：

$$\Delta_1V=f(t_n,x_n,V_n)\Delta t;$$

$$\Delta_1x=V_n\Delta t;$$

$$\Delta_2V=f(t_n+\Delta t;x_n+\Delta_1x;V_n+\Delta_1V)\Delta t;$$

$$\Delta_2x=(V_n+\Delta_1V)\Delta t;$$

$$\Delta V_c=\frac{1}{2}(\Delta_1V+\Delta_2V);$$

$$\Delta x_c=\frac{1}{2}(\Delta_1x+\Delta_2x);$$

$$\Delta V_T=f\left(t_n+\frac{1}{2}\Delta t;\ V_n+\frac{1}{2}\Delta V_c;\ x_n+\frac{1}{2}\Delta x_c\right)\Delta t;$$

$$\Delta x_T=\left(V_n+\frac{1}{2}\Delta V_c\right)\Delta t;$$

$$\Delta V=\Delta V_T+\frac{1}{3}(\Delta V_c-\Delta V_T);$$

$$\Delta x=\Delta x_T+\frac{1}{3}(\Delta x_c-\Delta x_T)。$$

用下列表格按照这些公式进行計算，較为方便。

n	
Δt	
t_n	
x_n	
V_n	
$\dfrac{\Delta_1 V}{\Delta t}$	
$\Delta_1 V$	
$\Delta_1 x$	
$t_n+\Delta t$	
$V_n+\Delta_1 V$	
$x_n+\Delta_1 x$	
$\dfrac{\Delta_2 V}{\Delta t}$	
$\Delta_2 V$	
$\Delta_2 x$	
$\Delta_1 x+\Delta_2 x$	

$\Delta_1 V+\Delta_2 X$	
Δx_{c}	
ΔV_{c}	
$t_n+\frac{1}{2}\Delta t$	
$V_n+\frac{1}{2}\Delta V_{\text{c}}$	
$x_n+\frac{1}{2}\Delta x_{\text{c}}$	
$\dfrac{\Delta V_{\text{T}}}{\Delta t}$	
ΔV_{T}	
Δx_{T}	
$\Delta V_{\text{c}}-\Delta V_{\text{T}}$	
$\frac{1}{3}(\Delta V_{\text{c}}-\Delta V_{\text{T}})$	
ΔV	
$\Delta x_{\text{c}}-\Delta x_{\text{T}}$	
$\frac{1}{3}(\Delta x_{\text{c}}-\Delta x_{\text{T}})$	
Δx	

在建立自动机在武器緩冲时的运动微分方程式时，应当用二次微分方程式的联立式来表示各机构的工作，这种联立式的形式如下：

$$\xi+\xi^2F_1=Q_1,\quad \ddot{x}+\xi^2F_2=Q_2,$$

式中 Q_1 和 Q_2——座标 ξ，x 和时間 t 的函数；

F_1 和 F_2——座标 ξ 的函数。

这两个微分方程式也可写为

$$\ddot{\xi}=f_1(t;\ \xi;\ \dot{\xi};\ x),\quad \ddot{x}=f_2(t;\ \xi;\ \dot{\xi};\ x),$$

式中 f_1 和 f_2——四个变量的函数。

这两个二次微分方程式可写作四个一次微分方程式的形式:

$$\frac{dW}{dt}=f_1(t;\ \xi;\ x;\ W);$$

$$\frac{d\xi}{dt}=W;$$

$$\frac{dV}{dt}=f_2(t;\ \xi;\ x;\ W);$$

$$\frac{dx}{dt}=V。$$

当自变量为 t，对此微分方程式組进行数值积分时，其計算公式为:

$$\Delta_1 W=f_1(t_n;\ \xi_n;\ x_n;\ W_n)\Delta t;$$

$$\Delta_1\xi=W_n\Delta t;$$

$$\Delta_1 V=f_2(t_n;\ \xi_n;\ x_n;\ W_n)\Delta t;$$

$$\Delta_1 x=V_n\Delta t;$$

$$\Delta_2 W=f_1(t_n+\Delta t;\ \xi_n+\Delta_1\xi;\ x_n+\Delta_1 x;\ W_n+\Delta_1 W)\Delta t;$$

$$\Delta_2\xi=(W_n+\Delta_1 W)\Delta t;$$

$$\Delta_2 V=f_2(t_n+\Delta t;\ \xi_n+\Delta_1\xi;\ x_n+\Delta_1 x;\ W_n+\Delta_1 W)\Delta t;$$

$$\Delta_2 x=(V_n+\Delta_1 V)\Delta t;$$

$$\Delta W_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 W+\Delta_2 W);$$

$$\Delta\xi_c=\frac{1}{2}(\Delta_1\xi+\Delta_2\xi);$$

$$\Delta V_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 V+\Delta_2 V);$$

$$\Delta x_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 x+\Delta_2 x);$$

$$\Delta W_T=f_1\Big(t_n+\frac{1}{2}\Delta t;\ \xi_n+\frac{1}{2}\Delta\xi_c;\ x_n+\frac{1}{2}\Delta x_c;\ W_n+\frac{1}{2}\Delta W_c\Big)\Delta t;$$

$$\Delta\xi_{T}=\left(W_{n}+\frac{1}{2}\Delta W_{c}\right)\Delta t;$$

$$\Delta V_{T}=f_{2}\left(t_{n}+\frac{1}{2}\Delta t;\quad \xi_{n}+\frac{1}{2}\Delta\xi_{c};\quad x_{n}+\frac{1}{2}\Delta x_{c};\quad W_{n}+\frac{1}{2}\Delta W_{c}\right)\Delta t;$$

$$\Delta x_{T}=\left(V_{n}+\frac{1}{2}\Delta V_{c}\right)\Delta t;$$

$$\Delta W=\Delta W_{T}+\frac{1}{3}(\Delta W_{c}-\Delta W_{T});$$

$$\Delta\xi=\Delta\xi_{T}+\frac{1}{3}(\Delta\xi_{c}-\Delta\xi_{T});$$

$$\Delta V=\Delta V_{T}+\frac{1}{3}(\Delta V_{c}-\Delta V_{T});$$

$$\Delta x=\Delta x_{T}+\frac{1}{3}(\Delta x_{c}-\Delta x_{T})。$$

上述方法和所提出的数值积分方案，是积分自动武器各机构的运动微分方程式的基本方法和方案。

按照这些公式在下列表格中进行計算，較为方便。

n		$\Delta_1 W$		$\frac{\Delta_2 W}{\Delta t}$	
Δt		$\Delta_1 V$		$\frac{\Delta_2 V}{\Delta t}$	
t_n		$\Delta_1\xi$		$\Delta_2 W$	
W_n		$\Delta_1 x$		$\Delta_2 V$	
V_n		$t_n+\Delta t$		$\Delta_2\xi$	
x_n		$W_n+\Delta_1 W$		$\Delta_2 x$	
ξ_n		$V_n+\Delta_1 V$		$\Delta_1 W+\Delta_2 W$	
$\frac{\Delta_1 W}{\Delta t}$		$\xi_n+\Delta_1\xi$		$\Delta_1 V+\Delta_2 V$	
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta t}$		$x_n+\Delta_1 x$		$\Delta_1\xi+\Delta_2\xi$	

（續）

$\Delta_1 x+\Delta_2 x$		ΔW_T		$\Delta\xi$	
ΔW_c		ΔV_T		$\Delta x_c-\Delta x_T$	
ΔV_c		$\Delta\xi_T$		$\frac{1}{3}(\Delta x_c-\Delta x_T)$	
$\Delta\xi_c$		Δx_T		Δx	
Δx_c		$\Delta W_c-\Delta W_T$			
$t_n+\frac{1}{2}\Delta t$		$\frac{1}{3}(\Delta W_c-\Delta W_T)$			
$W_n+\frac{1}{2}\Delta W_c$		ΔW			
$V_n+\frac{1}{2}\Delta V_c$		$\Delta V_c-\Delta V_T$			
$\xi_n+\frac{1}{2}\Delta\xi_c$		$\frac{1}{3}(\Delta V_c-\Delta V_T)$			
$x_n+\frac{1}{2}\Delta x_c$		ΔV			
$\frac{\Delta W_T}{\Delta t}$		$\Delta\xi_c-\Delta\xi_T$			
$\frac{\Delta V_T}{\Delta t}$		$\frac{1}{3}(\Delta\xi_c-\Delta\xi_T)$			

§8 积分自动武器各机构运动微分方程式的图解解析法的应用

上面列举的表格説明，对自动武器各机构的运动微分方程式进行数值积分，一般要进行大量而繁复的計算。

如果对計算精确度沒有过高的要求，则利用图解的方法就可大大减少計算工作量。

例如，假若可以滿足(109)式給出的精确度，就可以用图解解析法来积分微分方程式。兹以下列一次微分方程式的积分为例来

說明这种方法的实质。

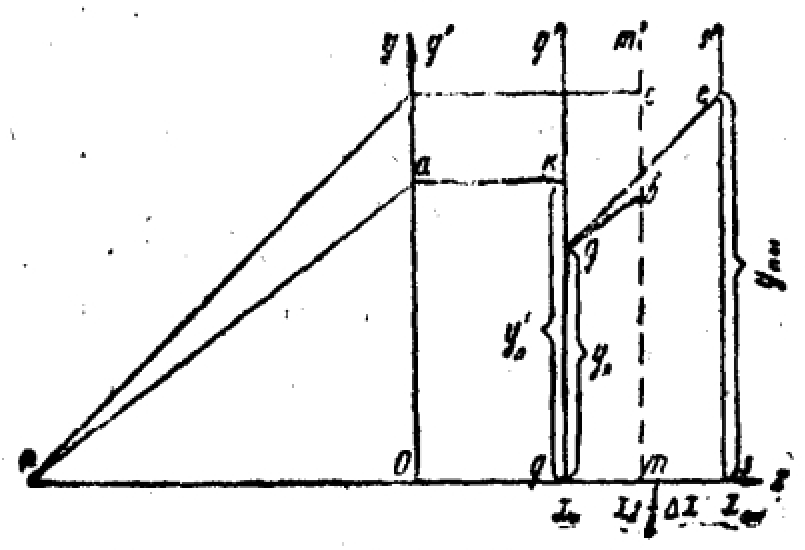


图131 按簡化方案的图解积分。

$$\frac{dy}{dx}=f(x,\ y)。\tag{124}$$

設已知函数 y_n 及其导函数 y'_n 之值，求与自变量的增量对应的函数 y_{n+1} 之值（图 131)。

为此，对应于横座标 x_n，$x_n+\frac{1}{2}\Delta x$ 和 $x_n+\Delta x=x_{n+1}$ 作三个纵座标綫

$$qq';\ mm';\ ss',$$

并沿纵座标綫 qq' 截取与 y_n 和 y'_n 成比例的綫段 qg 和 qk。

由 k 点引一水平直綫与纵座标軸相交于 a 点，并用一直綫連接 a 点与极点 p。

极距应等于

$$Op=\frac{\alpha_y}{\alpha_{y'}\alpha_x},$$

式中 α_y，$\alpha_{y'}$，α_x——y，y'，x 等量的比例尺。

其次，由 g 点引一直綫平行于直綫 ap，并与对应于横座标 $x_n+\frac{1}{2}\Delta x$ 的纵座标綫 mm' 相交于 b 点。

纵座标 mb 就表示

$$y_n+\frac{1}{2}\Delta_1 y,$$

而横座标 Om 就表示

$$x_n+\frac{1}{2}\Delta_1 x,$$

式中

$$\Delta_1 y = f(x_n,\ y_n)\Delta x_{。}$$

把这些值代入（124）式中，便得：

$$f\left(x_n+\frac{1}{2}\Delta x,\ y_n+\frac{1}{2}\Delta_1 y\right),$$

此量可在图上以纵座标 mc 标出之（比例尺为 α_V）。

现在把纵座标 mc 看作是函数 y' 在自变量由 x_n 变至 x_{n+1} 的区間内的平均值，用一般的图解积分法（图 131）可以得出表示函数值：

$$y_n+\Delta y_T = y_{n+1}$$

的纵座标 se，这个值滿足（109)式而与自变量的增量 Δx 相对应。

在自变量 x 增量的下一区段内积分微分方程式时，必須重复上述图解演算，而且在演算之前要預先按下式求出 y'_{n+1}：

$$y'_{n+1} = f(x_{n+1},\ y_{n+1})_{。}$$

如果需要积分二次微分方程式：

$$\frac{d^2y}{dt^2} = f(y,\ y',\ x),$$

那么，要把它先化为一次微分方程式的联立式，然后按照上述原則进行图解。这一点将在解決具体問題时予以詳細的說明。

在这里可以指出取 y 量为自变量时，积分微分方程式的某些特点。

設須积分二次微分方程式：

$$F_1(y)\frac{d^2y}{dt^2}+\frac{dy}{dt}F_2(y)+F_3(y)+F_4(t)=0_{。} \qquad (125)$$

这个微分方程式可化为以下两个联立方程式：

$$F_1(y)\frac{dV}{dt}+VF_2(y)+F_3(y)+F_4(t)=0; \qquad (126)$$

$$\frac{dy}{dt}=V; \qquad (127)$$

$$F_1(y)V\frac{dV}{dy}+VF_2(y)+F_3(y)+F_4(t)=0; \qquad (128)$$

$$\frac{dt}{dy}=\frac{1}{V}_{。} \qquad (129)$$

这两个联立方程式在原则上的区别是，在第一个联立方程式中以 t 为自变量，而在第二个联立方程式中以 y 为自变量。

第一个联立方程式的图解积分，原则上与前面所讲的一次微分方程式的图解积分相同。在这种情况下，只須重复一下求函数 y 的第一次和第二次导数的增量时的作图。

对第二个联立微分方程式图解积分时，求函数 V 的增量的方法与第一种情况相同，而求函数 t 的增量时就有某些特点。按照下述方法图解函数 t 的增量比較方便。

假設在图 132 中，沿纵座标軸（向下）截取函数 t 值，而沿横座标軸截取自变量 y 值。

当自变量变化一个 $\frac{1}{2}\Delta y$ 时，試求函数 t 的增量。

为此，在座标平面上，找出与函数 V 的起始值 V_n 相对应的 g 点，过 g 点作一水平綫与纵座标軸相交于 a 点，然后用一直綫連接 a 点和极点 P。极距可按下式求出：

图132　图解积分。

$$OP=\frac{\alpha_y}{\alpha_V\alpha_t},$$

式中　α_y；α_V；α_t——y；V；t 等量的比例尺。

其次，找出与函数 t 的起始值 t_n 相对应的 b 点，过 b 点作一直綫垂直于綫段 aP 或其延长綫。

延长此垂直綫使之与对应于横座标为 $y_n+\frac{1}{2}\Delta y$ 的纵座标綫 qq' 相交于 c 点，得纵座标 qc，此纵座标 qc 即自变量为 $y_n+\frac{1}{2}\Delta y$ 时的未知函数 t。

实际上，由相似三角形 POa 和 cmb，可求出

$$\frac{mc}{mb}=\frac{pO}{Oa},$$

但

$$Oa = \frac{V}{\alpha_V}; \quad mb = \frac{\Delta y}{2\alpha_y},$$

$$PO = \frac{\alpha_y}{\alpha_V \alpha_t}。$$

因此，

$$mc = \frac{\frac{1}{2}\Delta y}{V\alpha_t} = \frac{\frac{1}{2}\Delta t}{\alpha_t}。$$

此式說明，假設函数V在所研究的运动区段內为常量，則綫段mc将表示函数t在自变量y增加$\frac{1}{2}\Delta y$时的增量，其比例尺为α_t。

按龙格的完全方案● 对微分方程式积分时，也可利用图解法。但在这里不予以叙述，因为这种方法过于复杂，在实际运用时不方便。

按給定的方案对微分方程式积分时，最好是用最簡单的图解法，而又能保証其計算精确度不小于使用龙格方案的計算精确度。

为了按此方案对微分方程式$y' = f(x, y)$进行数値积分，我們采用如下的計算式：

$$\Delta_1 y = f(x_n, y_n)\Delta x; \tag{130}$$

$$\Delta_2 y = f(x_n + \Delta x; y_n + \Delta_1 y)\Delta x; \tag{131}$$

$$\Delta y_c = \frac{1}{2}(\Delta_1 y + \Delta_2 y); \tag{132}$$

$$\Delta y_T = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x; y_n + \frac{1}{2}\Delta y_c\right)\Delta x; \tag{133}$$

$$\Delta y = \Delta y_T + \frac{1}{3}(\Delta y_c - \Delta y_T)。 \tag{134}$$

依据这些公式用图解法进行的計算可循下述步驟进行：

1. 取一直角座标系（图 133），沿纵座标軸截取函数y'和y，而沿横座标軸截取自变量x。

2. 对应于x_n；$x_n + \frac{1}{2}\Delta x$；$x_n + \Delta x$等值作纵座标綫，并算出

● 龙格著"数学計算之图解法"ГТТИ莫斯科—列宁格勒1932年。

起始值 y'_n 和 y_n（綫段 gk 和 gb）。

3．由座标原点向左截取极距 $OP=\frac{\alpha_y}{\alpha_{y'}\alpha_x}$，其中 α_y；$\alpha_{y'}$；α_x 是 y；y'；和 x 等量的比例尺。由 k 点作一水平綫与纵座标轴交于 a_1 点。

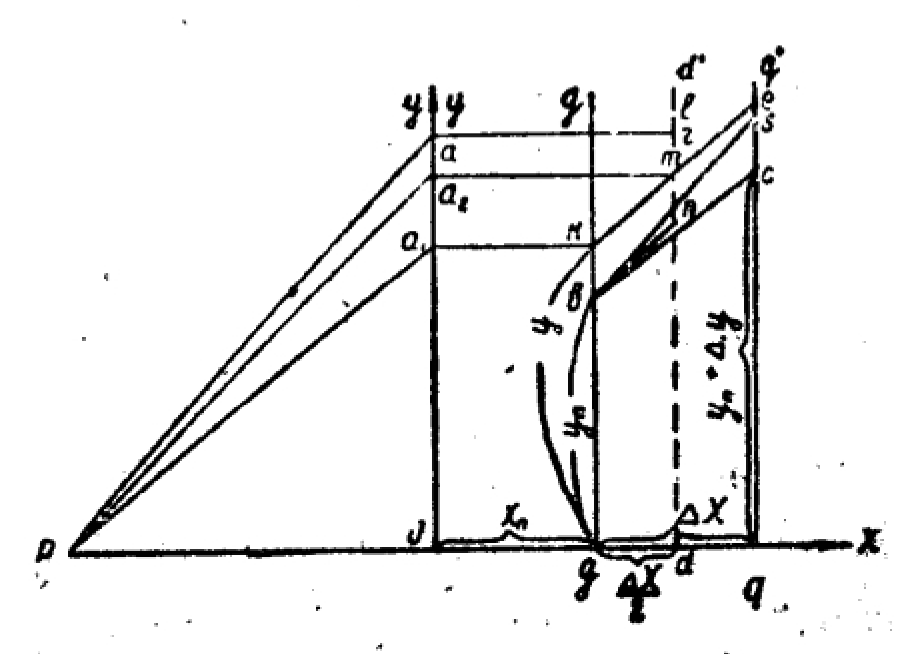


图133　按完全方案图解积分。

4．用直綫連接 a_1 点与 p 点，并由 b 点引一綫段 bc 平行于 pa_1。

显然，纵座标 qc 表示 $y_n+\Delta_1 y$，其比例尺为 α_y。实际上，由图中可以看出，

$$\frac{qc-gb}{gq}=\frac{a_1O}{OP};$$

但

$$gb=\frac{y_n}{\alpha_y};\quad gq=\frac{\Delta x}{\alpha_x};$$

$$a_1O=\frac{f(x_n;\ y_n)}{\alpha_{y'}}。$$

因此，

$$(qc)\alpha_y=f(x_n,\ y_n)\Delta x+y_n=y_n+\Delta_1 y。$$

5．按照（131）式算出 $\frac{\Delta_2 y}{\Delta x}$，然后沿纵座标綫 qq' 截取綫段 $qe=\frac{\Delta_2 y}{\Delta x\alpha_{y'}}$。

6．用直綫連接 e 点与 k 点，并将綫段 ek 与纵座标綫 dd' 的交点（m 点）移到纵座标軸上得 a_2 点。綫段 dm 表示 $\frac{\Delta_1 y+\Delta_2 y}{2\Delta x}$，其比例尺为 $\alpha_{y'}$。

7. 对 a_2 点重复在 a_1 点上的作图，便在纵座标綫 dd' 上得 n 点，綫段 dn 表示 $y_n+\frac{1}{2}\Delta y_c$，其比例尺为 α_y。

8. 利用（133）式算出$\frac{\Delta y_T}{\Delta x}$，然后沿纵座标綫 dd' 标出此量，其比例尺为 α_V(綫段 dl)。

很明显，綫段 ml 将表示$\frac{\Delta y_c-\Delta y_T}{\Delta x}$，其比例尺为$\alpha_V$。

9. 将綫段 ml 分成三段得 r 点，此点保証条件：$lr=\frac{1}{3}ml$。将 r 点移到纵座标軸上（a 点）。对于 a 点进行与以前相同的作图，便在纵座标綫 qq' 上得 s 点。

图上的綫段 qs 将满足条件

$$(qs)\alpha_y=y_n+\Delta y,$$

也就是説，qs 表示对应于自变量 $x+\Delta x$ 的函数 y 之值，其精确度相当于在戴劳級数中計算到包含乘数 $(\Delta x)^3$ 以前的各項。

这种图解計算法可以用于积分二次微分方程式和微分方程式的联立式，因为二次微分方程式及其联立方程式都可以化为一次微分方程式的联立式。在解一次微分方程式的联立式时，对于每一个微分方程式，都要进行解单个方程式时采用过的作图和計算。

应当指出，采用上述图解計算法时（在已知前几段的y'之值和此函数具有連續性的条件下），就 $y=f(x)$和 $y'=f(k)$ 两曲綫进行外插，即可求出 k 点和 n 点，而不必預先进行計算。这种方法能够簡化計算，而且还能保証高度的精确度。利用这种方法时，也可以根据綫段 rl 的大小来判断可能有的誤差。

在推导自动武器各机构构件在武器不动时的运动微分方程式时，曾指出这些方程式往往可化为求积式，并可写作如下的形式：

$$\frac{1}{2}(M'_AV_A^2-M'_{A0}V_{A0}^2)=\int_{x_0}^{x}Qdx。$$

此方程式也可写为：

$$M'_AV_A^2=M'_{A0}V_{A0}^2+2\int_{x_0}^{x}Qdx,$$

式中 M'_{A0} 和 V_{A0} 是常量，而 M'_A 和 Q 是基本构件 A 的座标 x 的已知函数。

如果关系式 $M'_A = f(x)$和 $Q = f(x)$ 以图解形式給出，那么，最好是按照下述步驟，用图解法来研究基本构件的运动（求关系式 $V_{Ax} = f(x)$和 $t = f(x)$）。

1. 将 $M'_A = f(x)$和 $Q = f(x)$的曲綫安置在图上，如图134所示，并用一般的图解积分法求出下列关系式

$$M'_A V_A^2 = M'_{A0} V_{A0}^2 + 2\int_{x_0}^{x} Q dx = 2E = f(x)。$$

为此，由座标原点向左截取綫段 $OP_Q = \frac{\alpha_E}{2\alpha_x \alpha_Q}$，其中 α_E；α_x；α_Q是 $2E$、x 和 Q 等量的比例尺，然后作几条鉛直綫q_1q_1、q_2q_2、q_3q_3，使它們之間沿横座标軸向的距离等于横座标 x 的增量 Δx。通过横座标上这些綫段的中点，作几根纵座标綫，如图 134 中的虛綫所示。其次，由这些纵座标綫与曲綫 $Q = f(x)$的交点作水平綫使之与纵座标軸相交，并用直綫将这些交点和极点 P_Q 連接起来。这些直綫称为輻綫。

由座标原点沿纵座标軸截取綫段 $Oa_0 = \frac{M_{A0} V_{A0}^2}{\alpha_E}$，由 a_0 点作一直綫平行于第一根輻綫，而与垂直綫 q_1q_1 相交于 a_1 点，然后，又由a_1 点作一直綫平行于第二根輻綫，而与垂直綫 q_2q_2 相交于a_2点，如此继續作下去，便可得出a_1；a_2；a_3……等点。将这些点用一平滑曲綫連接起来，即得关系式 $2E = f(x)$的曲綫，其中 $2E$ 的比例尺为 α_E。

实际上，在对于 x 沿横座标軸的第一个增量的作图中，由相似三角形 $a_0c_1a_1$ 和 P_QOa，可写出下列关系式：

$$\frac{a_1c_1}{a_0c_1} = \frac{Oa}{OP_Q} \quad 或\ a_1c_1 = \frac{Oa}{OP_Q} a_0c_1,$$

但是

$$Oa = \frac{Q}{\alpha_Q};\quad a_0c_1 = \frac{\Delta x}{\alpha_x}。$$

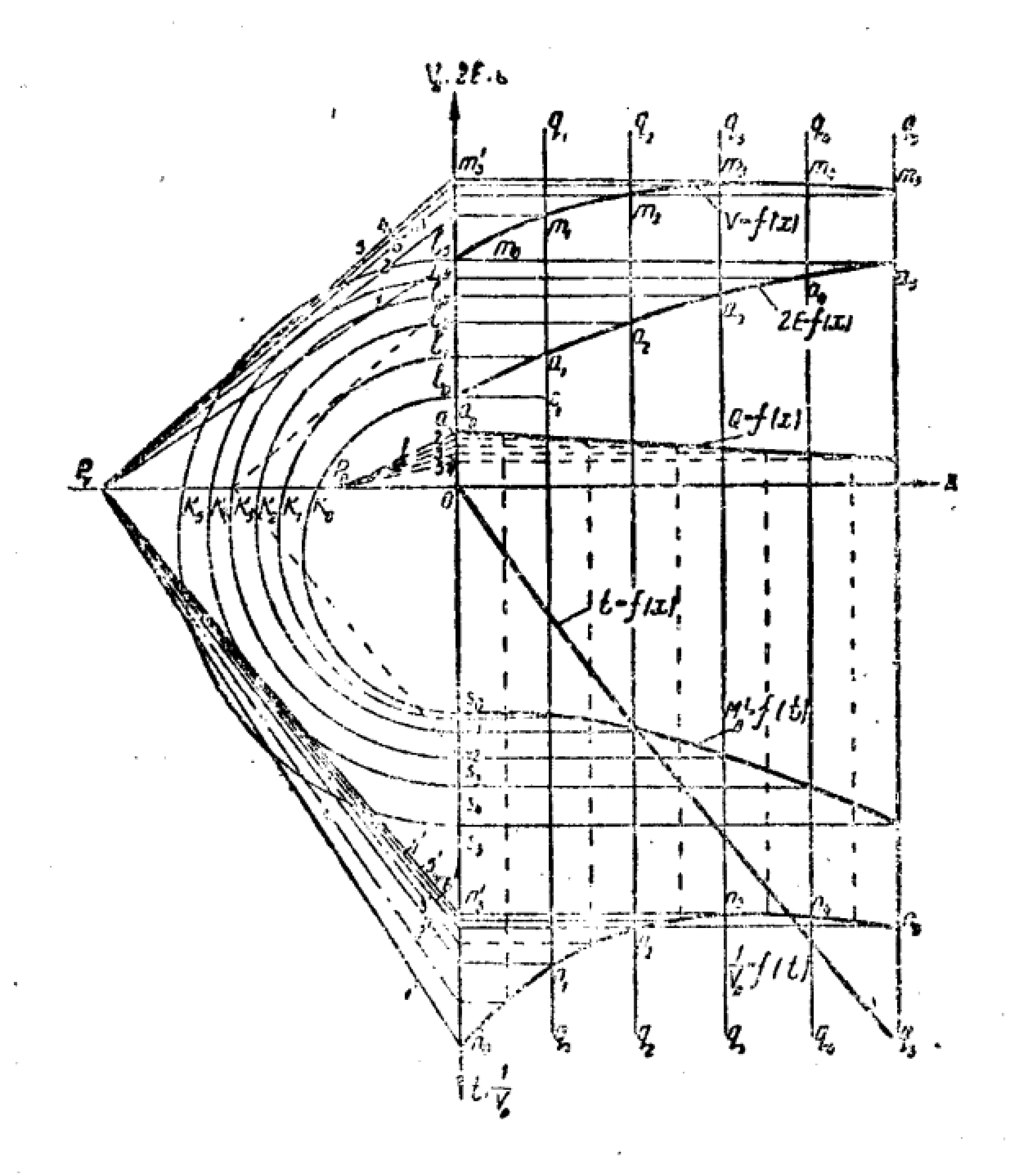


图134 图解作图法。

因此，

$$a_1c_1=\frac{Q\Delta x}{OP_Q\alpha_Q\alpha_x}。$$

作图时曾取

$$OP_Q=\frac{\alpha_E}{2\alpha_Q\alpha_x}。$$

所以，

$$a_2c_1=\frac{2Q\Delta x}{\alpha_E}。$$

在这里

$$2Q\Delta x\approx2\Delta E,$$

因此

$$a_1c_1=\frac{2\Delta E}{\alpha_E}。$$

由此可知，線段 a_1c_1 表示 $2E$ 在自变量 x 增长 Δx 时的增量 $2\Delta E$，其比例尺为 α_E。

这个証明也适用于自变量 x 在以后的其他增量。

有了关系式 $2E=f(x)$ 的图解，就可以作出关系式 $V_A=f(x)$的图解。

为此，必須由曲綫$2E=f(x)$和 $M'_A=f(x)$与垂直綫 q_1q_1；q_2q_2；q_3q_3 的交点，作水平綫与纵座标軸交于 l_1；l_2；l_3…… 和 s_1；s_2；s_3 等点。以 l_0s_0；l_1s_1；l_2s_2；l_3s_3……等綫段为直徑作半圓，如图 134 所示。标出这些半圓与横座标軸的交点（k_0，k_1……）。其次，由座标原点向左截取綫段

$$OP_V=\frac{1}{\alpha_V}\sqrt{\frac{\alpha_E}{\alpha_M}},$$

式中 α_V 是 V_A 的比例尺。

由此綫段的末端作直綫（輻綫）1、2、3、……和1′、2′、3′、……，分别平行于綫段 k_0l_0；k_1l_1；k_2l_2……k_0s_0；k_1s_1；k_2s_2；……。由这些輻綫与纵座标軸的交点，作水平綫与相应的垂直綫 q_1q_1；q_2q_2；q_3q_3……相交，得 m_0；m_1；m_2；和 n_0；n_1；n_2……等点，以平滑曲綫連接这些点，便得两条曲綫，这两条曲綫在所取之座标系內給出关系式

$$V_A=f(x)$$

和

$$\frac{1}{V_A}=f(x)。$$

为了証明这一点，我們研究一下就垂直綫 q_3q_3所作的图。

由相似直角三角形 $m'_3P_Vn'_3$ 和 $l_3k_3s_3$，可得

$$\frac{Om'_3}{On'_3}=\frac{Ol_3}{Os_3}。$$

由直角三角形 $m'_3P_Vn'_3$ 还可以写出下列等式：

$$(Om_3')(On_3')=(OP_V)^2。$$

但根据作图及給定的条件，有

$$Ol_3=\frac{2E}{\alpha_E};\quad Os_3=\frac{M_A'}{\alpha_M};$$

$$OP_V=\frac{1}{\alpha_V}\sqrt{\frac{\alpha_E}{\alpha_M}};\quad \frac{2E}{M_A}=V_A^2。$$

所以，

$$\frac{Om_3'}{On_3'}=\frac{2E}{M_A'}\frac{\alpha_M}{\alpha_E}=V_A^2\frac{\alpha_M}{\alpha_E},$$

$$(Om_3')(On_3')=\frac{1}{\alpha_V^2}\frac{\alpha_E}{\alpha_M}。$$

因此

$$(Om_3')^2=\frac{V_A^2}{\alpha_V^2}$$

和
$$(On_3')^2=\frac{1}{V_A^2}\frac{\alpha_E^2}{\alpha_V^2\alpha_M^2}=\frac{1}{V_A^2}\cdot\frac{1}{\alpha_{\frac{1}{V}}^2}$$

或
$$(Om_3')\alpha_V=V_A$$

和
$$(On_3')\alpha_{\frac{1}{V}}=\frac{1}{V_A}。$$

由此可知，綫段 Om_3' 和 On_3' 实际上是按比例尺 α_V 和 $\alpha_{\frac{1}{V}}$ 表示对应于纵座标綫 q_3q_3 的速度 V_A 和速度的倒数$\frac{1}{V_A}$。

利用求得的图解$\frac{1}{V_A}=f(x)$，就可以用一般的图解积分法求出时間 t 与座标 x 的关系式，因为

$$t=\int_{x_0}^{x}\frac{1}{V_A}dx。$$

运用这种图解解析法时，在换算质量发生驟然变化的点上，应当对图解 $2E=f(x)$的纵座标进行換算。

此时，必須对每一种情况，估計其换算质量驟然变化的原因。如果这种变化是由于机构构件的撞击所引起的，就应当利用相应

的撞击理論公式来换算 $2E=f(x)$的纵座标。

如果质量的驟然变化是由于效率急剧变化而引起的（$k=k_{max}$ 和 $k=2f$ 时），在换算 $2E=f(x)$ 的纵座标时，应当把这种现象看作是从运动中驟然抽出一部分质量而不影响其余部分的运动，也就是說，抽出一部分质量时，基本构件的速度不变。

不难指出，在这种情况下，将得出下列关系式：

$$\frac{\Delta M'_A}{M'_A}=\frac{2\Delta E}{2E}。$$

此关系式表明质量和动能的相对变化相等。

由动能的表达式

$$M'_A\frac{V_A^2}{2}=E$$

来看，这一关系式是正确的，因为在速度为常量时，质量与动能成正比。

用图解解析法解机构构件的基本运动方程式时，不一定只用一种方法去計算运动的各个阶段。在分析自动机的工作时，如果机构换算质量的数值在很长一段路程內不发生变化，同时作用在机构上的給定力及其变化規律又可以用简单的解析式表示，那么，在这种情况下，就应当綜合运用解析法和图解解析法求解机构中基础构件的运动。只有当质量和力的变化規律相当复杂而不能用簡单的解析式表示出来时，才采用图解解析法。

用图解解析法解机构基本构件的运动微分方程式所得出的图解，能够用来解决綜合分析自动武器各机构时所产生的許多实际問題。

在分析各机构时，表明現有机构中基本构件运动的图解有助于評价整个机构及其个别部分設計的合理程度。

利用 $V_A=f(x)$和 $2E=f(x)$ 的图解，可以确定带动各机构时能量利用得是否合理，以及活动部分在到达前方位置和被阻鉄头扣住时具有多大的能量，并进而确定在运动部分发生撞击时各个主要零件的强度是否能够保証。

要求設計滿足对整个武器及其个别机构所提的要求之新机构时，$V_A = f(x)$和$2E = f(x)$的图解有更大的意义。

在这种情况下，这些图解能够揭示出所拟設計方案的主要缺点，并能够在制造武器样品和試射武器样品之前，提出消除这些缺点的具体方法。

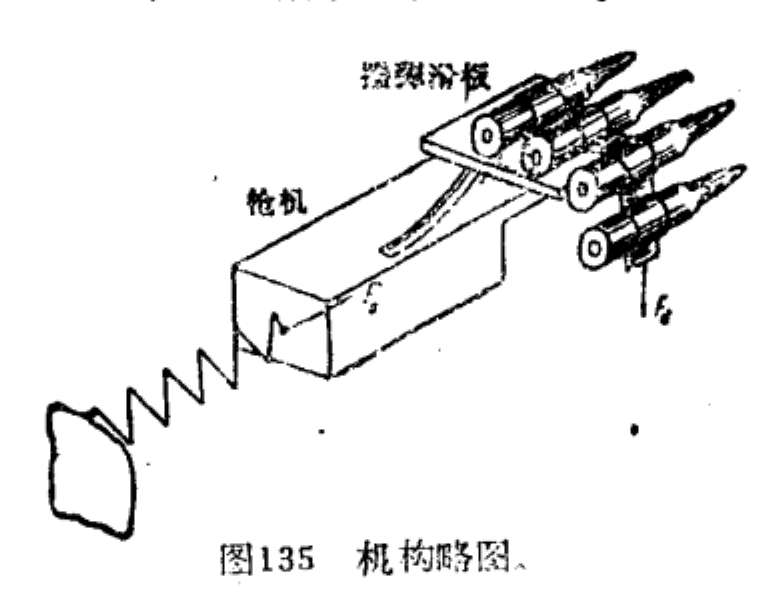
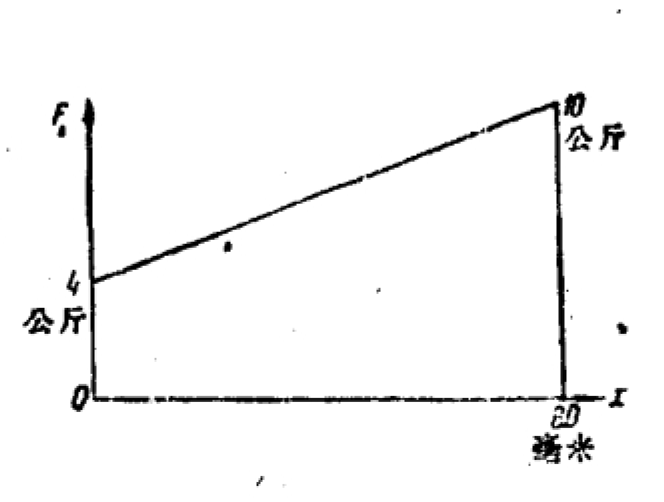
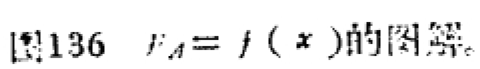


图135 机构略图。

下面举出一个用图解解析法研究彈鏈供彈机构工作（短彈鏈并且不考虑彈鏈的彈性）的例子。

机构的略图如图 135 所示。設 M_A 为枪机质量；M_B 为撥彈滑板和带有枪彈的彈鏈悬挂部分的质量之和；M_n 为撥彈滑板和位于受彈器内的两顆枪彈的质量之和；F_B 为彈鏈悬挂部分的重量和彈鏈进入受彈器时作用在彈鏈上的摩擦力之和；F_A 为复进簧的彈性力（图 136）；V_{A0} 为枪机在供彈机构开始工作时的速度；f 为摩擦系数。枪机曲綫槽的理論輪廓如图 137 所示。




图136 $F_A = f(x)$的图解。

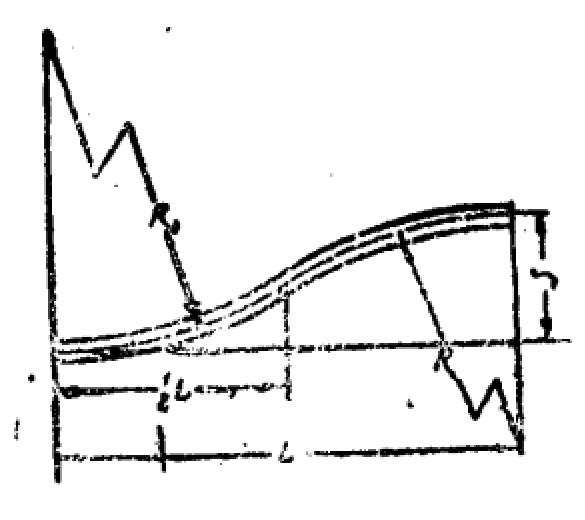


图137 枪机曲綫槽的輪廓。

图解 $k = f(x)$的作法如图 138 所示。图 139 上給出关系式 $\eta = f(x)$的图解，在此图中取主动构件和从动构件的作用在 k

值到达最大值时相互轉化。

在图 140 上繪有 $\eta_{cp}=f(x)$ 的图解。在此图上，在工作构件制动时期內，先作出逆傳动效率的平均值，然后再图解出这些效率平均值的倒数。在图 141 上作出 $F_B\frac{k}{\eta}$ 和换算力 $Q=F_A+F_B\frac{k}{\eta}$ 的图。这时我們认为，在主从两构件的作用轉化之后，力 F_B 不再作用在机构之上。因为在这个时間內，由于彈鏈跳起，其重力对机构的工作就不会有什么影响。

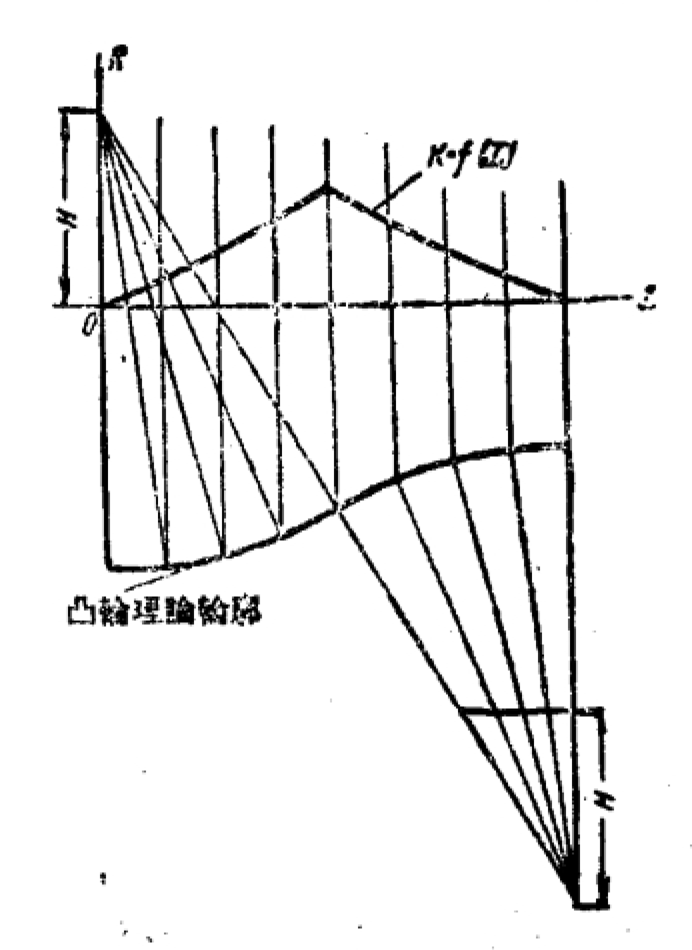


图138　$k=f(x)$的图解。

在图 142 上給出换算质量的图解計算。在此图上，当两构件

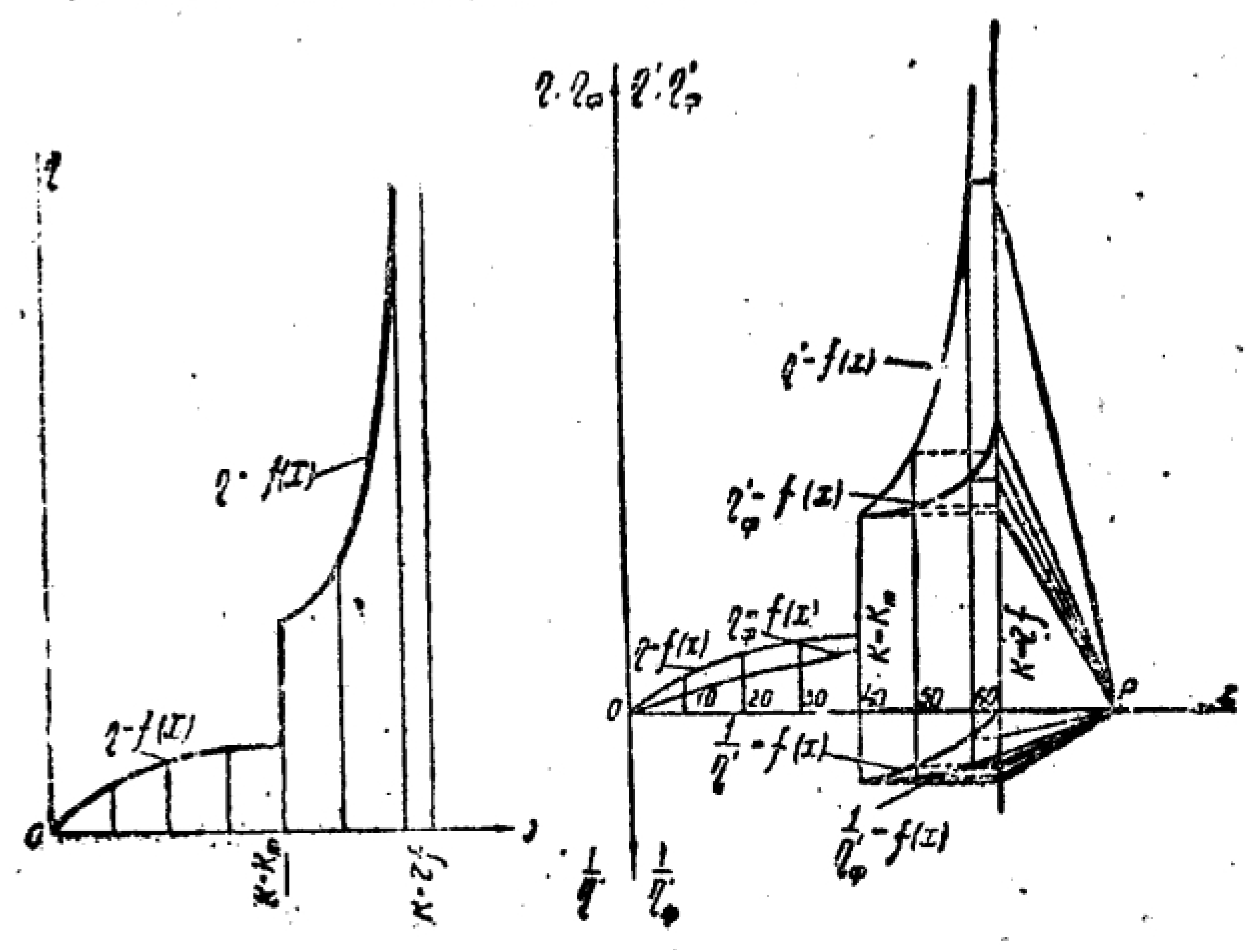


图139　$\eta=f(x)$的图解。

图140　η_{cp}和η'_{cp}的图解。

的作用轉化之后，就只将撥彈滑板和两顆枪彈的质量引入計算之中，因为彈鏈本身是柔軟的，在这个时期內，它对撥彈滑板不起作用。

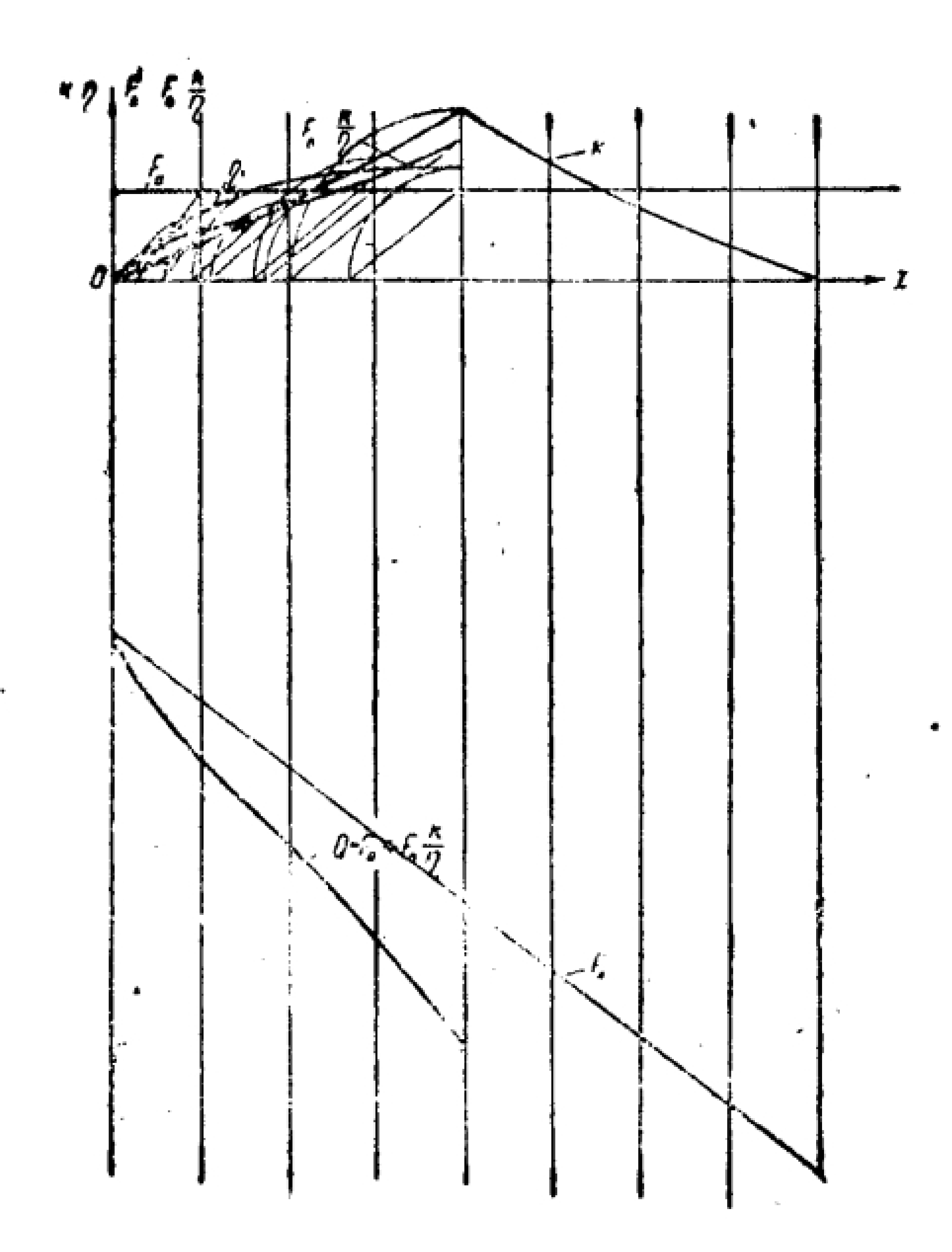


图141 相当力的图解。

图 143 示出用图解法确定所研究机构的基本构件（枪机）主要运动特征量。在此图上，当换算质量急剧变化时（$k=k_m$），图解 $2E=f(x)$的纵座标按下列关系式用图解法进行换算：

$$\frac{\Delta E}{E}=\frac{\Delta M_d'}{M_d'}。 \tag{135}$$

在图 144 上繪有 $V_A=f(t)$和 $V_B=f(t)$的图解关系。

为了对照評价应用微分方程式的各种数值积分法和图解积分法所得精确度和方便性，我們再举一个研究自动武器的枪机在彈鏈供弹机构工作时的运动的例子。假設，枪机在复进簧作用下向

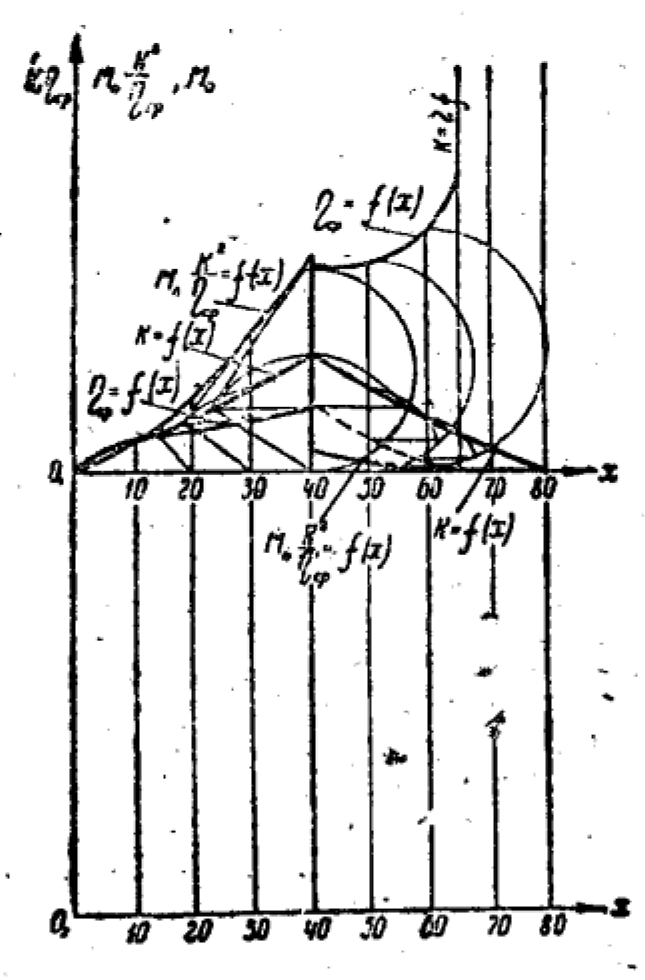


图142　相当质量的确定。

前运动时，带动彈鏈供彈，撥彈滑板的凸笋借傳动装置与枪机建立运动联系，彈鏈为絕对剛体。

机构的略图如图 135 所示。在机构工作时，有下列諸元：

枪机质量（考虑到复进簧）	$M_З = 0.1 \frac{公斤\cdot秒^2}{米}$
彈鏈和撥彈滑板的质量	$M'_Л = 0.2 \frac{公斤\cdot秒^2}{米}$
作用在撥彈齿上的阻力（考虑到彈鏈悬挂端的重力）	$R = 4$ 公斤
彈簧的初压内力	$П_0 = 5$ 公斤
复进簧的剛度	$\eta = 0.2$ 公斤/厘米
枪机的初始速度	$V_0 = 2$ 米/秒
彈鏈供彈机构的傳速比（彈鏈速度与枪机速度之比）	$k = \frac{V_Л}{V_З} = ax$，

式中 a 为一常量$\left(a = 5 \frac{1}{米}\right)$，

x 为枪机距起动位置的位移。

图143　运动諸元的图解确定。

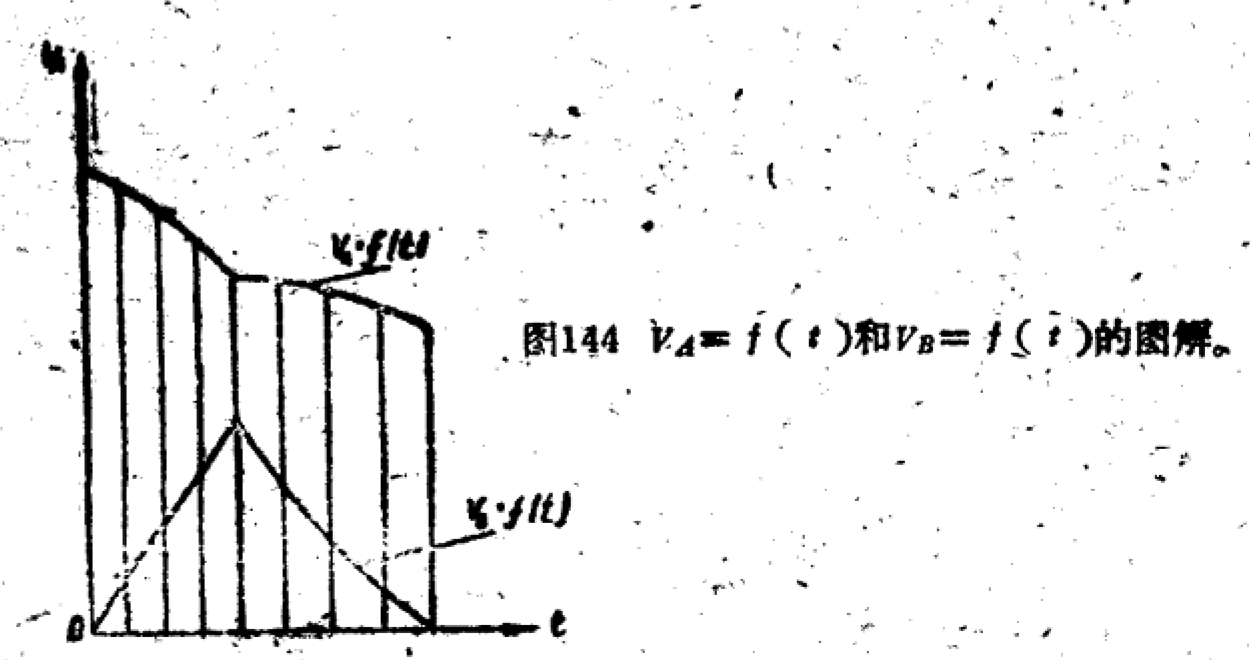


图144　$V_A = f(t)$和$V_B = f(t)$的图解。

忽略彈鏈供彈机构內运动付中的摩擦损失，枪机的运动可以用下列微分方程式写出：

$$(M_3+M_л k^2)V\frac{dV}{dx}+V^2M_л k\frac{dk}{dx}+\Pi_0+\eta x+Rk=0, \qquad (136)$$

$$\frac{dx}{dt}=V。$$

分析这些方程式，就可以得出結論：第一个方程式可以独立地解出，而不依賴第二个方程式，因为它显然不包含时間的因素。

下面我們再談談这个方程式的解法。当已知关系式$V=f(x)$时，第二个方程式可以化为求积式

$$t=\int_{x_0}^{x}\frac{dx}{V}。$$

用各种方法解（136）式时，我們取自变量的間隔为

$$\Delta x=0.02\text{米}。$$

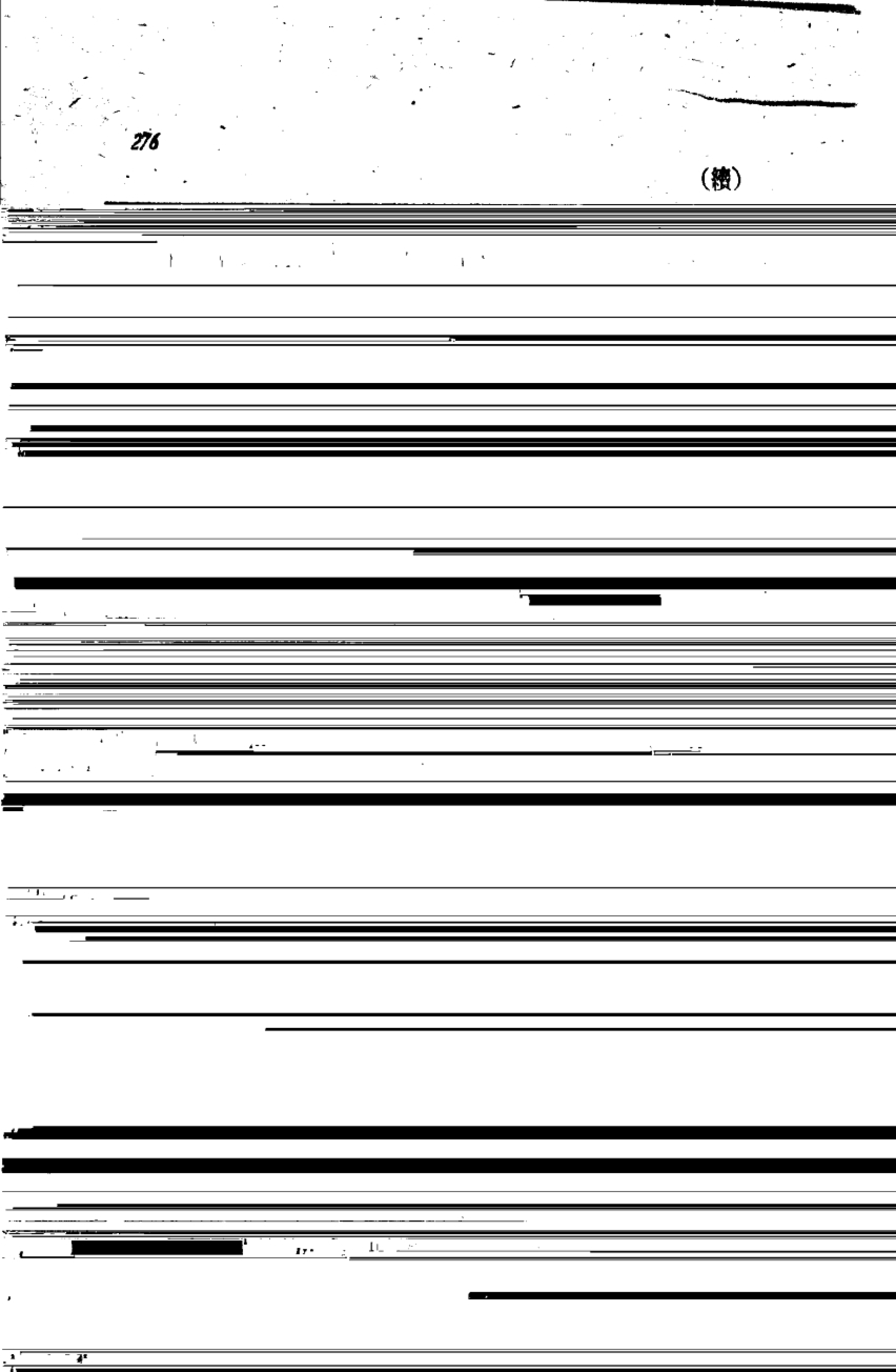
把M_3；$M_л$；a；Π_0；R的数值及$k=ax$代入（136）式，便得

$$(0.1+5x^2)V\frac{dV}{dx}+V^25x+5+40x=0。$$

把x的数值以$\frac{1}{2}\Delta x$的間隔代入此式，对导数$\frac{dV}{dx}$求解，可得下列結果：

n	x（米）	方　程　式
0	0	$\frac{dV}{dx}=\frac{50}{V}$
	0.01	$\frac{dV}{dx}=\frac{46}{V}-0.5V$
1	0.02	$\frac{dV}{dx}=\frac{41}{V}-0.98V$
	0.03	$\frac{dV}{dx}=\frac{36.4}{V}-1.44V$
2	0.04	$\frac{dV}{dx}=\frac{31.5}{V}-1.85V$
	0.05	$\frac{dV}{dx}=\frac{26.6}{V}-2.22V$

(續)



（續）

n	0	1	2	3	4	5
V_n	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	25	14.8	7.3	1.4	—3	—
$\frac{1}{2}\Delta_1 V$	0.25	0.148	0.073	0.014	—0.03	—
$V_n+\frac{1}{2}\Delta_1 V$	2.25	2.54	2.58	2.7	2.65	—
$\frac{\Delta V_T}{\Delta x}$	19.3	10.8	4	—1	—4.7	—
ΔV_T	0.386	0.216	0.08	—0.02	—0.094	—
$\Delta_1 V$	0.5	0.296	0.146	0.028	—0.06	—
$V_n+\Delta_1 V$	2.5	2.69	2.76	2.72	2.62	—
$\frac{\Delta_2 V}{\Delta x}$	14	6.7	1	—3.2	—6.2	—
$\Delta_2 V$	0.28	0.132	0.02	—0.064	—0.124	—
$V_n+\Delta_2 V$	2.28	2.522	2.63	2.63	2.55	—
$\frac{\Delta_4 V}{\Delta x}$	15.7	7.8	1.7	—2.8	—6.3	—
$\Delta_3 V$	0.314	1.156	0.034	—0.056	0.126	—
$\frac{\Delta_1 V+\Delta_3 V}{2}\doteq\Delta V_s$	0.407	0.226	0.09	—0.014	—0.093	—
$\Delta V_s-\Delta V_T$	0.021	0.01	0.01	0.006	—0.001	—
$\frac{1}{3}(\Delta V_s-\Delta V_T)$	0.007	0.003	0.003	0.002	—0.060	—
ΔV	0.393	0.219	0.083	—0.018	—0.094	—

为了比較計算精确度，在下表中按下列公式进行簡化积分：

$$\Delta V=\Delta V_{\tau}=f\left(x_n+\frac{1}{2}\Delta x;\ V_n+\frac{1}{2}\Delta_1 V\right)\Delta x, \qquad (137)$$

式中 $$\Delta_1 V=f(x_n,\ V_n)\Delta x。$$

n	0	1	2	3	4	5
x_n	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
V_n	2	2.38	2.60	2.68	2.66	2.57
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	25	14.8	7.3	1.4	−2.9	—
$\frac{1}{2}\Delta_1 V$	0.25	0.15	0.07	0.01	−0.03	—
$V_n+\frac{1}{2}\Delta_1 V$	2.25	2.53	2.67	2.69	2.63	—
$\frac{\Delta V_{\tau}}{\Delta x}$	19.3	10.8	4	−1	−1.6	—
ΔV_{τ}	0.38	0.21	0.08	−0.02	−0.09	—

把計算的結果比較一下，就可以肯定簡化数值积分法的适用性，用这种方法只要經过簡单的計算，就可以得出足够精确的結果。

下面作一算表，根据曾經提出的基本积分方案的有关公式，对微分方程式（136）进行数值积分。这些公式是：

$$\Delta_1 V=f(x_n,\ V_n)\Delta x;$$

$$\Delta_2 V=f(x_n+\Delta x;\ V_n+\Delta_1 V)\Delta x;$$

$$\Delta V_c=\frac{1}{2}(\Delta_1 V+\Delta_2 V);$$

$$\Delta V_{\tau}\approx f\left(x_n+\frac{1}{2}\Delta x;\ V_n+\frac{1}{2}\Delta V_c\right)\Delta x;$$

$$\Delta V=\Delta V_{\tau}+\frac{1}{3}(\Delta V_c-\Delta V_{\tau})。$$

n	0	1	2	3	4	5
Δx	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	—
x_n	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
V_n	2	2.396	2.611	2.692	2.676	2.576
$\frac{\Delta_1 V}{\Delta x}$	25	14.7	7.2	1.36	−3.1	—
$\Delta_1 V$	0.5	0.294	0.144	0.027	−0.062	—
$x_n+\Delta x$	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1	—
$V_n+\Delta_1 V$	2.5	2.572	2.75	2.721	2.614	—
$\frac{\Delta_2 V}{\Delta x}$	13.9	7.5	1	−3.2	−8.7	—
$\Delta_2 V$	0.278	0.15	0.02	−0.064	−0.174	—
$\Delta_1 V+\Delta_2 V$	0.778	0.444	0.164	−0.037	−0.236	—
ΔV_c	0.389	0.222	0.082	−0.018	−0.118	—
$x_n+\frac{1}{2}\Delta x$	0.01	0.03	0.05	0.07	0.09	—
$V_n+\frac{1}{2}\Delta V_c$	2.195	2.507	2.653	2.685	2.617	—
$\frac{\Delta V_T}{\Delta x}$	20	10.8	4	−0.8	−4.6	—
ΔV_T	0.4	0.216	0.08	−0.016	−0.092	—
$\Delta V_c+\Delta V_T$	−0.011	−0.004	0.002	0	−0.026	—
$\frac{1}{3}(\Delta V_c-\Delta V_T)$	−0.004	−0.001	0.001	0	−0.008	—
ΔV	0.396	0.215	−0.081	−0.018	−0.1	—

虽然此表中的計算工作較少，但它的計算結果却与按龙格方法完全方案的公式計算出的結果相同。

为了比較起見，下面把用各种方法算出的結果綜合在一个表内。

表中还列入按公式

$$V=\sqrt{\frac{M_0V_0^2+2\Pi_0x-\xi^2(\eta+aR)}{M_0+M_xa^2x^2}} \tag{138}$$

計算出的結果。

此公式是微分方程式（136）的解析解。

比 較 表

	x（米）	0	0.02	0.04	0.06	0.08	0.1
按龙格方法	V（米/秒）	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
按簡化法	V（米/秒）	2	2.38	2.60	2.68	2.66	2.57
按改变了的方案	V（米/秒）	2	2.39	2.61	2.69	2.68	2.58
按精确式	V（米/秒）	2	2.39	2.61	2.69	2.67	2.58

比較一下計算的結果，可以看出，运用上述各种方法計算的誤差都不超过1%，并且可以利用計算尺进行計算。

图 134、145、146、147、148 是用上述三种图解法解这个微分方程式的图解。

以图解法解微分方程式的結果，在精确度上与用数值积分法所得的結果相同。

在图 145 和 146 中所取的积分間隔，与按簡化方案或按完全方案积分时所取的积分間隔相同。

图 147 和 148 是当积分間隔增大到五倍时，按簡化方案（图147）和完全方案（图148）对同一方程式积分的图解。

由图上可以看出，按完全方案积分时，为了得到适当的計算

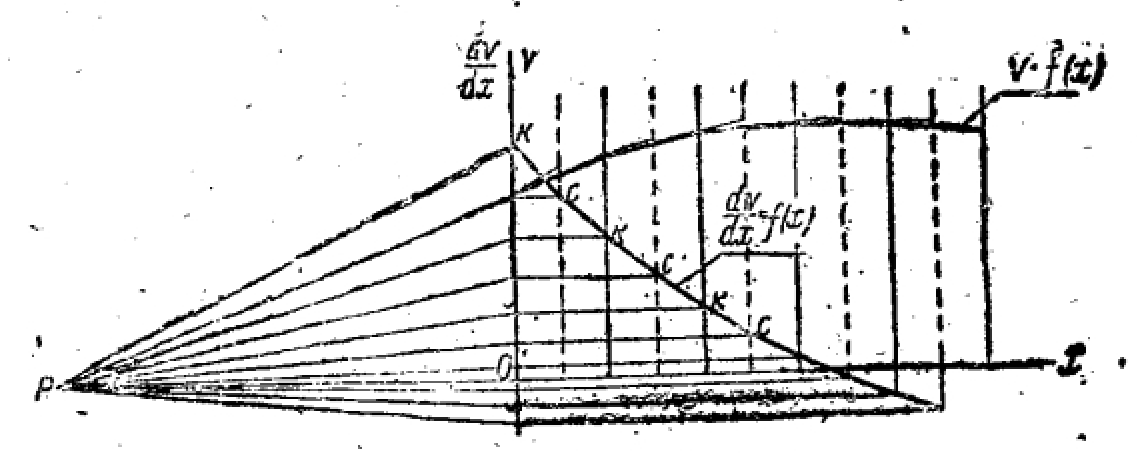


图145 按簡化方案的图解积分。

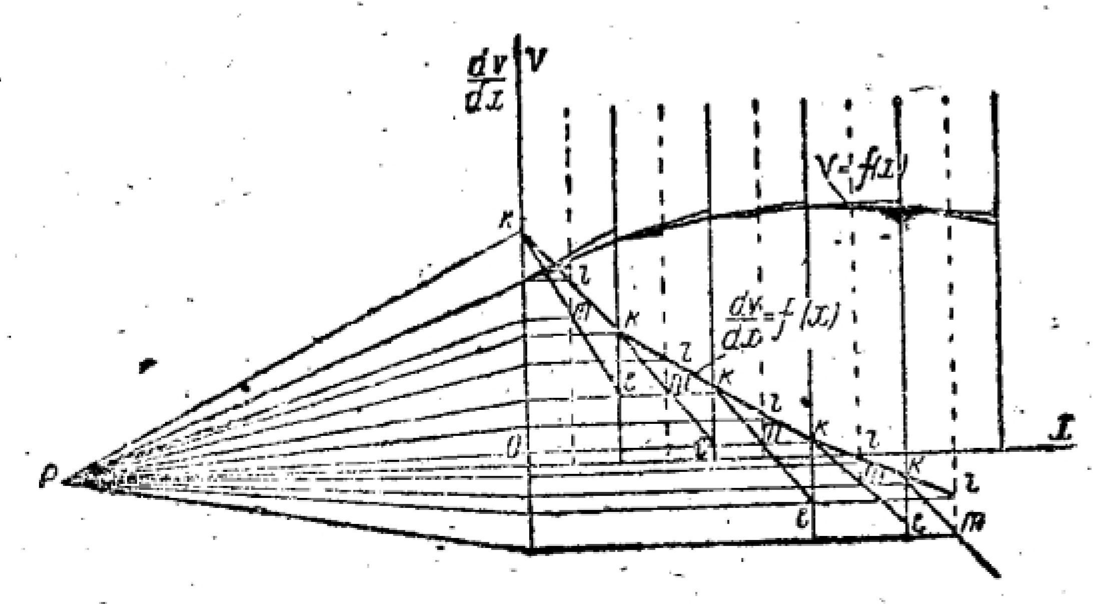


图146 按完全方案的图解积分。

精确度，积分間隔可大大增加（在所举的图解中，末速的誤差总共才1%）。

按簡化方案积分时，必須取很小的积分間隔（在图 147 上簡

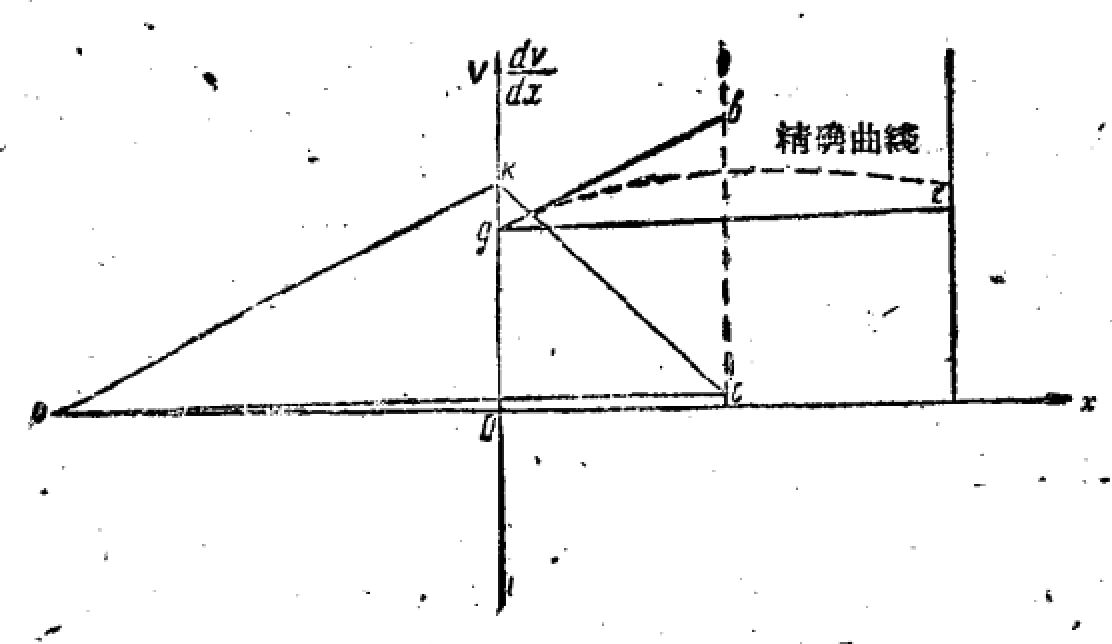


图147 按簡化方案的图解积分。

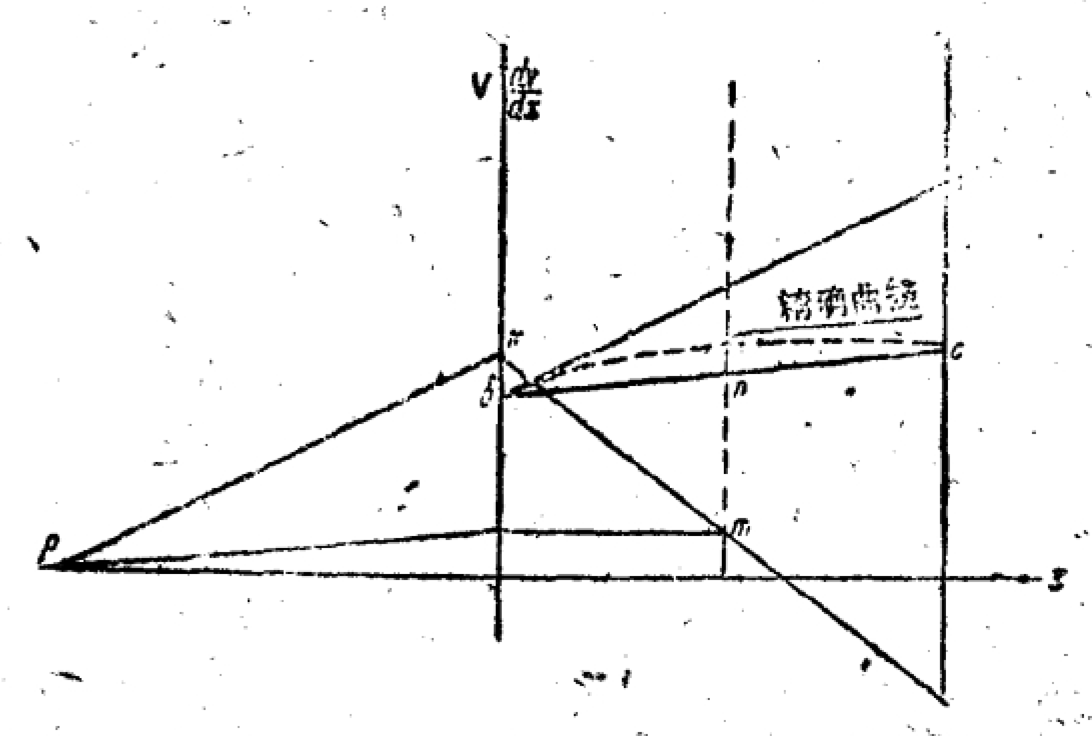


图148、按完全方案的图解积分。

化方案的图解中，末速誤差約为15%，这显然是不能容許的)。当积分間隔減小二分之一时，积分精确度就可大大地提高。

綜上所述，并根据自动武器各机构运动微分方程式的数值积分法和图解解析法的实际运用，考虑到图解解析法的优点，可以肯定地认为图解解析法要比数值积分法好得多。

采用哪一种图解解析法較为适当，主要是决定于自动武器各机构运动微分方程式的性质和方程式中函数变化的平滑性。

如果微分方程式可用动能增量的形式表示，并可化为求积式，則最好用图134所示的图解解析法。

如果微分方程式不能用动能增量的形式表示，也不能化为求积式，那么就应当采用以数值积分方案（图131、133）为基础的任一种方法求解。如果方程式中的函数变化平滑，且积分区間很小，則可以采用以数值积分的簡化方案为基础的图解解析法。

如果方程式中的函数变化急剧，积分区間也相当大，就应当采用以数值积分的完全方案为基础的基本图解解析法。

第四章　自动武器各机构的撞击

§1　自动武器各机构构件撞击的特点

在研究任何一种自动武器的自动机的工作时，必然会遇到机构构件之間的各种撞击。在加速机构工作时，在开鎖和閉鎖枪机时，在枪机与枪机框連接或机头与枪机体連接时，在彈鏈供彈机构工作时，在推彈入膛和抛壳时，在活动部分到达前方和后方位置时，常常要发生撞击。

由于机构构件的运动可以当作替换这些构件的若干质点的运动来研究，因此在計算撞击問題时，可以用替换质点来代替各机构构件，然后研究这些替换质点的运动。首先，我們假設，在撞击时各机构的約束都是理想約束。这样就可以不必考慮机构付中因撞击而产生的約束反作用力，并且在以替换质点代替构件时，可以采用簡化的公式。

在研究自动武器各机构构件的撞击时，需要注意以下两个問題：决定各机构构件撞击时的运动特征量，和檢查机构中撞击零件的强度。

为了将撞击理論的基本原理应用于所研究各机构构件的撞击，我們用簡图代替实际的机构图，这种簡图不反映实际机构的全部特性。正确地选擇簡图，使之能够全面的反映机构的主要特性，是研究机构构件在撞击时运动的重要問題之一。

§2　机构构件的正撞击

分析一下自动武器各机构的工作，就可以发現，在沿同一直綫移动的机构构件之間，存大量的撞击。

实际机构构件的这些撞击，都可以归納为两个构件 A 和 B 之

間的对心正撞击，如图149所示。

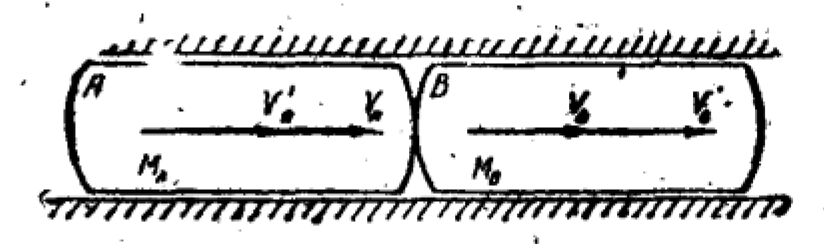


图149　两物体的对心正撞击图。

大家知道，两物体之間的正撞击理論是以下列原理为基础的。

如果同时研究 A 和 B 两物体在撞击时的运动，则此两物体之間在撞击时的相互压力就是內力。所以在不計算撞击时作用在物体 A 和 B 上的外力时，物体 A 和 B 的动量在撞击前后不应有所变化，这一点可以用下列解析式表示之：

$$M_A V_A + M_B V_B = M_A V'_A + M_B V'_B, \tag{1}$$

式中　M_A 和 M_B——物体 A 和 B 的质量；

V_A 和 V_B——撞击前物体 A 和 B 的速度；

V'_A 和 V'_B——撞击后物体 A 和 B 的速度。

实驗証明，撞击物体在撞击前后的相对速度之比值，主要决定于这些物体的材料，这一关系在 $V_A > V_B$ 时可写为：

$$b = \frac{V'_B - V'_A}{V_A - V_B}, \tag{2}$$

式中　b——决定于撞击物体的材料的系数，称为恢复系数。

利用公式（1）和（2），可求得物体 A 和 B 在撞击后的速度公式：

$$V'_A = V_A - \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1+\frac{M_A}{M_B}}, \tag{3}$$

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1+\frac{M_B}{M_A}}。 \tag{4}$$

恢复系数的数值可以在0到1的范圍內变化。

由公式（2）可知：当 $b = 0$ 时，物体 A 和 B 在撞击后的速度相等：$V'_B = V'_A$。在絕对非彈性体相撞击的情况下，或者机构的結构能保証物体 A 和 B 在撞击后为硬性联接的情况下，速度 V'_A 就等于 V'_B。

当 $b=1$ 时，可得 $V'_B-V'_A=-(V_B-V_A)$。这一等式說明物体 A 和 B 在撞击前后的相对速度的絕对値相等，但其符号則相反。当两个完全弹性体撞击时，或者两个不完全弹性体通过弹性很高的第三媒介物体相撞击，而撞击体的变形比媒介物的变形小得多时（例如，媒介物是刚度很小，质量也相当小的弹簧，如图150），就会产生这种情况。

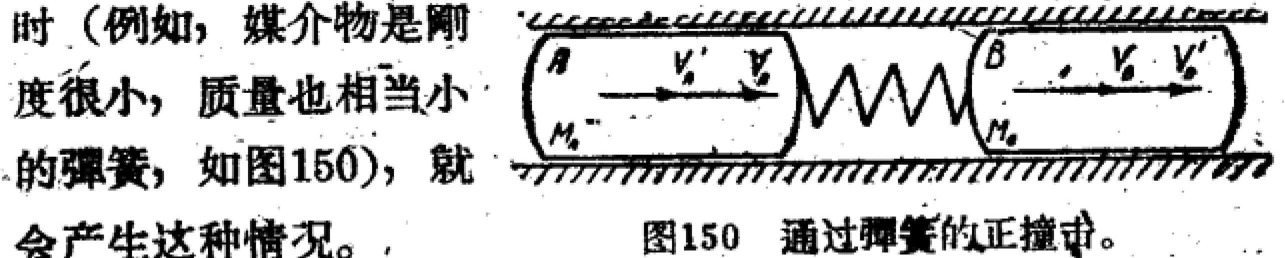


图150 通过弹簧的正撞击。

根据（3）式和（4）式可以求出两个非完全弹性体在撞击时的动能損失。

动能的損失可用下列公式表示：

$$\Delta E=\frac{1}{2}[M_A(V_A^2-V_A'^2)+M_B(V_B^2-V_B'^2)]。\quad (5)$$

把（3）式和（4）式中 V'_A 和 V'_B 代入，得：

$$\Delta E=\frac{1}{2}\frac{M_AM_B}{M_A+M_B}(1-b^2)(V_A-V_B)^2。\quad (6)$$

为了求出撞击体 A 和 B 在撞击后的速度 V'_A 和 V'_B，同样可以运用图解法。

从同一个极点 O 出发，按比例 α_v 作綫段 Od 和 Oc，以表示物体 A 和 B 在撞击前的速度 V_A 和 V_B（图151）。

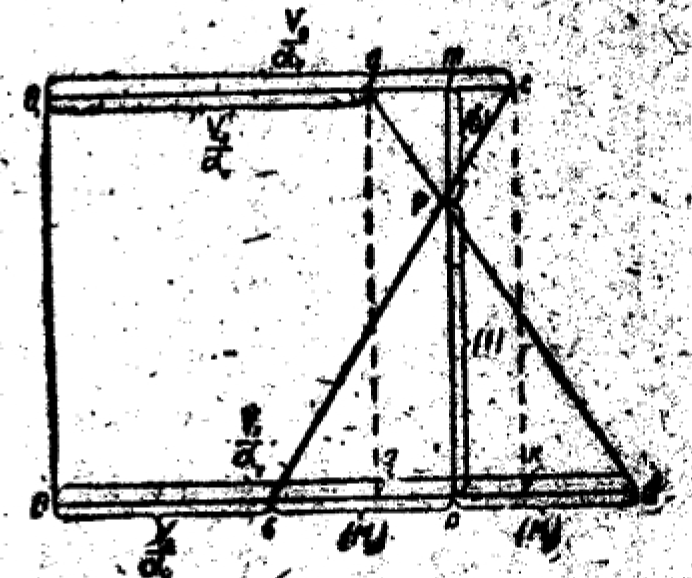


图151 正撞击时，求撞击体的速度的图解法。

把綫段 cd 分成两段，使其比値等于撞击物体的质量 M_A 和 M_B 之比，即

$$\frac{cn}{nd}=\frac{M_A}{M_B}。$$

由 n 点向上作一垂直綫，并在此垂直綫上截取任意长的綫段 nm。按 $1:b$ 的比値将綫段 nm 分割为两段（b 是恢复系数），即取

$$\frac{mp}{np}=b。$$

过 m 点作一水平綫（平行于 Od 直綫），然后，过 c、p 二点和 d、p 二点作两条直綫与之相交于 a 点和 e 点。

现在要証明这样得出的綫段 O_1a 和 O_1e 将分别表示物体 A 和 B 在撞击后的速度 V'_A 和 V'_B。

由相似三角形 cpd 和 ape，可得：

$$\frac{ae}{cd}=\frac{mp}{np},$$

但是，如果 $O_1a=V'_A$ 和 $O_1e=V'_B$，其比例尺为 α_V，则

$$ae=\frac{V'_B-V'_A}{\alpha_V}$$

和

$$cd=\frac{V_A-V_B}{\alpha_V}。$$

因此，这样作图的結果能够保証前面所建立的等式（2）的关系：

$$b=\frac{V'_B-V'_A}{V_A-V_B}。$$

由 a 点和 e 点作直綫 aq 和 ek 垂直于直綫 Od。

由相似三角形 aqd 和 pnd，以及 ekc 和 pnc，可得：

$$\frac{qd}{nd}=\frac{aq}{pn}$$

和

$$\frac{ck}{cn}=\frac{ek}{pn};$$

但

$$ek=aq。$$

因此，

$$\frac{qd}{ck}=\frac{nd}{cn}。$$

由作图，得

$$qd=\frac{V_A-V'_A}{\alpha_V};$$

$$ck=\frac{V'_B-V_B}{\alpha_V};$$

$$\frac{nd}{cn}=\frac{M_B}{M_A}。$$

所以，作图的結果也保証了等式（1）的关系

$$\frac{V_A-V'_A}{V'_B-V_B}=\frac{M_B}{M_A}。$$

这样一来，綫段 O_1a 和 O_1e 实际上满足了求 V'_B 和 V'_A 的两个基本条件式（1）和（2）。

前面所求得的关于正撞击的計算公式及其图解法，在研究自动武器各机构构件的运动时，可以广泛采用。此时，只是应該考虑各机构构件在撞击时的具体条件，并采取与所討論情况出入最小的假設。

例如，計算自动机对机匣的撞击时，可以认为机匣在撞击时是固定不动的，即 $V_B = V'_B = 0$ 和 $M_B = \infty$（图152）。这时，自动机在撞击后的反跳速度将为：

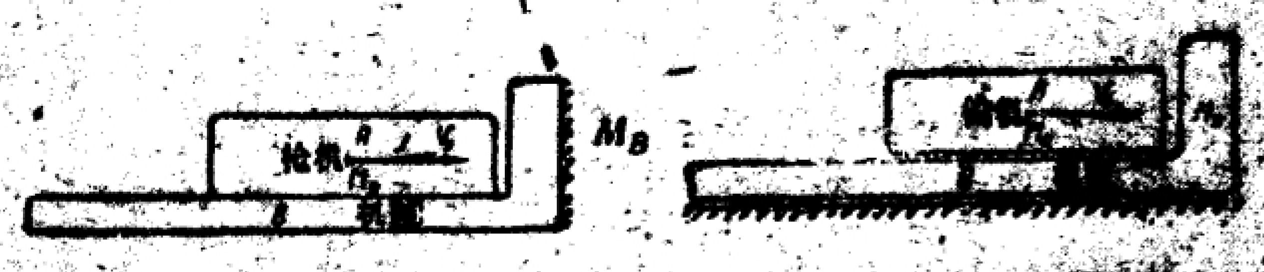


图152　枪机对机匣撞击的第一方案。

图153　枪机对机匣撞击的第二方案。

$$V'_A = -bV_A, \tag{7}$$

式中　V_A——自动机在撞击前的速度。

假設被撞击物体的质量为无穷大时，就可以由（8）式导出这个等式。它适合于质量 B 在撞击后固定不动的条件。

但是，也可以在計算这一撞击时，认为机匣是自由的，其质量为 M_B，撞击前的速度为零（图153）。根据这一假設，自动机在撞击后的速度将为：

$$V'_A = -V_A \frac{b - \frac{M_A}{M_B}}{1 + \frac{M_A}{M_B}}, \tag{8}$$

式中　M_A 和 M_B——自动机的质量和机匣的质量。

比較由（7）式和（8）式計算的結果，就可看出它們是完全不相同的。

例如，当 $b = 0.4$，$\frac{M_A}{M_B} = 0.15$ 时，根据（7）式可得：$V'_A =$

$-0.4V_A$，而根据（8）式则得：$V_A' = -0.217V_A$。

应当指出，公式（8）所給出的結果，比較接近于实际的撞击条件，因为当枪架上固定机枪的零件之間有間隙时，假設机枪在撞击时是自由的，要比假設它是絕对牢固地固定，更符合实际情况。

在利用上述各公式計算自动武器各机构构件在撞击后的速度时，应当考虑到撞击构件可能有各种各样的状态，并且撞击是在几个平面內发生，而不是象圓球以球面相撞击那样簡单。

实际机构构件相互撞击的这些特点，可以相应地改变恢复系数 b 的数值来加以考虑。根据对各式自动武器中自动机工作的大量实驗研究的結果，在鋼制零件相撞击时，除了某些特殊的撞击情况以外，一般可以近似地取恢复系数为0.4。因此，在研究实际机构构件的撞击时，如果缺乏关于恢复系数的实驗数据，建議取恢复系数 $b=0.4$。

在研究自动机对机匣的撞击时，我們曾假設枪机与枪机框是一个整体。但有时，在自动机各部分撞击时（例如，枪机框和枪机在后方撞击机匣时），枪机可以对枪机框有少許的纵向移动。在这种情况下，撞击現象与枪机就和枪机框硬性联接时的情况完全不同。

例如，后座时，枪机可以对枪机框发生大小等于間隙量 $\Delta=1$ 毫米的位移。

这种位移可以是朝向一个方向的(如图 154 所示)，因为枪机受枪机框的制动，而枪机框又受复进簧的制动。

由于有間隙 Δ，枪机在撞击机匣后，又反跳回来撞击枪机框。撞击枪机框之后，又反跳回去再撞击机匣，然后，又再一次撞击枪机框。

这样一来，枪机可能多次的連續撞击机匣和枪机框，以致把枪机和枪机框的动能几乎完全耗尽，使枪机框和枪机复进运动的初速接近于零，这种情况相当于，在上述計算中使恢复系数趋近

于零。

現在要説明在这种情况下如何运用（3）式和（4）式。

如果令机匣硬性固定，枪机和枪机框到达后方位置时的速度为 V_A（图 154 a），則枪机在撞击机匣后的速度将为 $V_B=-bV_A$（式中 b 是恢复系数）。枪机随后就以这一速度撞击枪机框（图 154 б）。

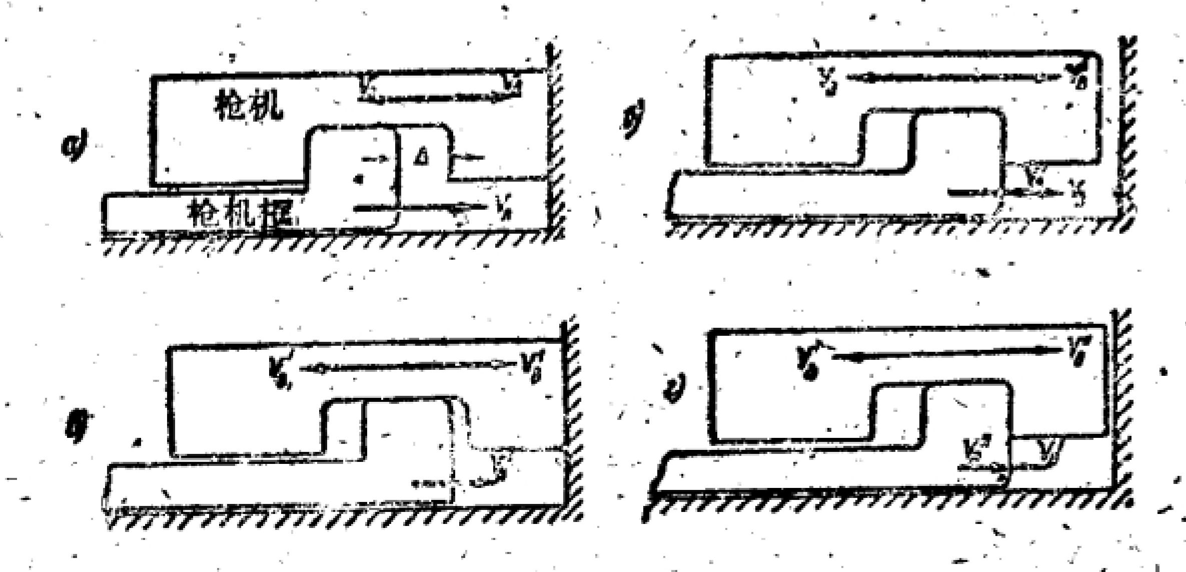


图154　枪机和枪机框連續撞击图。

如果在枪机框的很小位移 Δ 上，忽略复进簧的功，并认为在相互撞击时，枪机框和枪机是自由的，則在枪机撞击枪机框时，枪机框的速度将为 V_A。枪机框和枪机在第一次相互撞击后的速度可以按下列公式求出：

$$V'_B=-bV_A+(V_A+bV_A)CM_A=V_A[(1+b)CM_A-b], \tag{9}$$

$$V'_A=V_A-(V_A+bV_A)CM_B=V_A[1-(1+b)CM_B], \tag{10}$$

式中

$$C=\frac{1+b}{M_A+M_B}, \tag{11}$$

M_A 和 M_B——枪机框的质量和枪机的质量。

这次撞击之后，枪机又以 V'_B 的速度撞击机匣（图 154 в），得速度 $V'_{B1}=-bV'_B$，然后枪机又以此速度（V'_{B1}）第二次撞击枪机框，这时枪机框的速度为 V'_A（图133 г）。

枪机框和枪机在第二次相互撞击后的速度可按类似的公式求出：

$$V''_A = V'_A - (V'_A + bV'_B)CM_B, \qquad (12)$$

$$V''_B = -bV'_B + (V'_A + bV'_B)CM_A。 \qquad (13)$$

这样的撞击可以重复发生，并且可根据类似的公式求出枪机和枪机框在每次相互撞击后的速度。

枪机和枪机框在連續发生的每次撞击之后的速度，也可以用上述图解法求出。

在枪机第一次撞击机匣之后，枪机框和枪机的速度取为 V_A 和 V_B，这两个构件即以此速度进行撞击。撞击后的速度可用上述图解法求出。求速度 V'_A 和 V'_B 的图解見图 155，在此图上，为了进一步作图方便起見，取綫段 $cq = nm$。求出了与速度 V'_A 和 V'_B 成正比的綫段之后，就可以用解析法求出与枪机在撞击机匣之后的速度 $V'_{B1} = -bV'_B$ 成比例的綫段。图上由 O' 点起向左截取这一綫段。枪机和枪机框在下一次撞击时的速度为 V'_A 和 V'_{B1}，我們将与这些速度成比例的綫段向下移动，如图 155 所示，卽由向量 V'_{B1} 的末端作一直綫平行于 pq 而与 cp 相交，且作 $O'O_1$ 平行于 pq。

为了求出枪机框和枪机在第二次撞击后的速度，我們以 c_1q_1 为边作一正方形，然后再按上述步驟进行类似的作图。

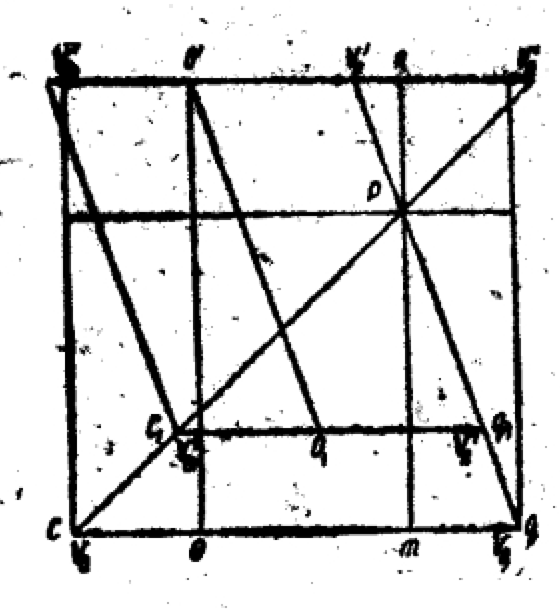


图155 求枪机框和枪机在枪机撞击机匣后的速度之图解法。

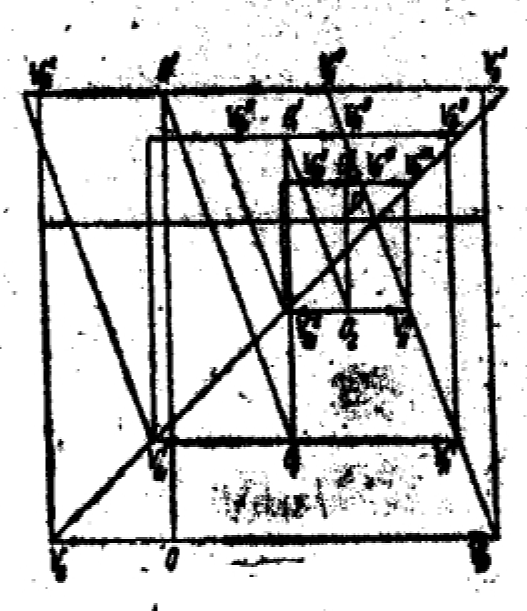


图156 求枪机框和枪机在枪机几次撞击机匣后的速度之图解法。

由作图可以看出，对第二个正方形保持p点不动时，则各綫段的比例仍維持原来的关系而与质量和恢复系数成正比。于是在求枪机框和枪机在以后各次撞击中的速度时，都可以运用上述方法进行。

图156說明如何求枪机框和枪机連續撞击三次后的速度。这种撞击可以用来降低自动机的射击頻率，以及保証机匣、枪机框和枪机的强度。

实际上，自动机的活动部分以很小的速度离开后方位置时，就可以保証活动部分在复进过程中的速度不大，因而就增加了自动机的运动时間，降低了它的射击頻率。这种降低射击頻率的方法不会降低自动机工作的可靠性，因为自动机活动部分到达最后方位置时的速度很大，即使摩擦力增大，也能保証枪机框后退到位。

让枪机多次撞击机匣，較之枪机和枪机框一同撞击机匣，能較好地保証各零件的强度。因为让枪机多次撞击机匣时，撞击部分只承受整个撞击冲量的一部分。

我們将討論一个具体的例子，来說明枪机在后方位置多次撞击对自动机工作的影响。

假設，枪机和枪机框同时以$V_A = 2.7$米/秒的速度到达后方位置，并撞击机匣的凸出部。此时，枪机框对枪机可以有$\Delta = 1$毫米的纵向位移。假設枪机框与枪机的质量之比为：

$$\frac{M_A}{M_B} = 3.5。$$

取恢复系数为$b = 0.4$。

考虑到枪机框在几次撞击枪机时的位移很小，我們忽略复进簧在此位移上所作的功。

利用（9）式和（10）式，可求出枪机框和枪机在第一次撞击后的速度为：

$$V'_A = 1.5\text{米/秒},\ V'_B = 3.0\text{米/秒}。$$

其次，根据（12）式和（13）式，可求出枪机框和枪机在第

二次撞击后的速度为:

$$V''_A=0.5\text{米/秒},\quad V''_B=1.6\text{米/秒}。$$

同样可以算出枪机框和枪机在第三次撞击后的速度为:

$$V'''_A=0.1\text{米/秒},\quad V'''_B=0.7\text{米/秒}。$$

这些速度相差不大。

如果假設最后一次撞击是非彈性的，就可以得出枪机框和枪机在这次撞击后的共同速度为 $V_{A,B}=0.24$米/秒。

枪机框和枪机以这一速度撞击机匣凸出部，然后共同以

$$V'_{A,B}=-bV_{A,B}\approx0.1\text{米/秒}$$

的速度开始向前复进。

求本例中枪机框和枪机在三次相互撞击后的速度的图解法如图 156 所示。

根据所得的結果，可以求出枪机框和枪机在每次撞击前的位移，和它們在两次撞击之間的运动时間。求这些量最方便的方法是图解积分法。

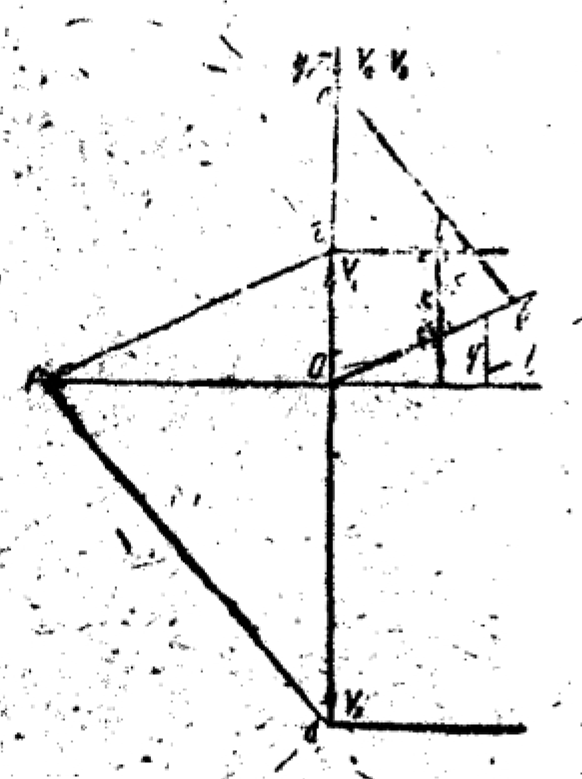
为此，我們取一直角座标系（图157），沿横座标軸按比例 α_t 标出时間 t；沿纵座标軸按比例 α_x 标出枪机和枪机框在最后方位置上的座标 y 和 x，按比例 α_v 标出它們的运动速度。

如果取枪机框和枪机向前运动的方向为正，則速度 V_A 和 V_B 的图解将如图 157 所示。由于不考虑复进簧的作用，故速度 V_A 和 V_B 可取为常数。有了 $V_A=f(t)$ 和 $V_B=f(t)$ 的图解之后，用一般的图解积分法，就可以求出枪机和枪机框的座标在第一次撞击时的相应改变量。

为此，由座标原点向上截取綫段 Oa，此綫段按比例 α_x 表示間隙 Δ。很明显，$Oa=\frac{\Delta}{\alpha_x}$。由座标原点向左截取綫段 Op，Op 按下等式确定:

$$Op=\frac{\alpha_x}{\alpha_v\alpha_t}。$$

用直綫将 p 点和 c 点与 d 点連接起来，并由 a 点和 O 点分别作直綫平行于 pc 和 pd，此二綫交于 b 点。



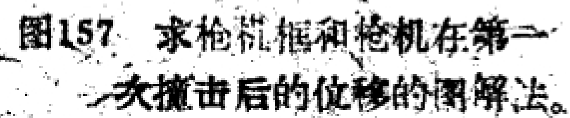


图157 求枪机框和枪机在第一次撞击后的位移的图解法。

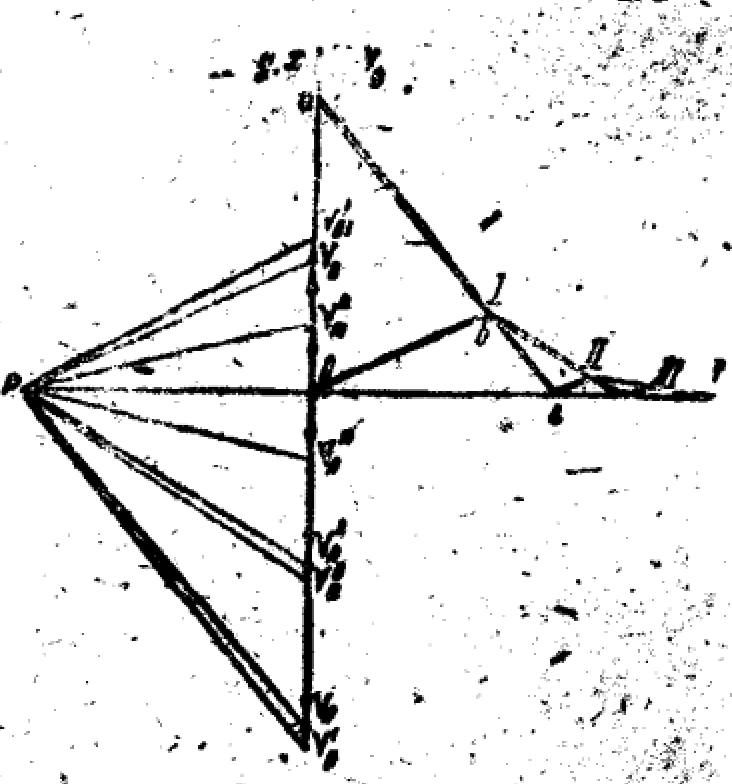


图158 求枪机框和枪机在三次撞击时的位移的图解法。

綫段 ab 和 Ob 表示在第一次相互撞击前枪机框的座标 x 和枪机的座标 y 的变化情形，而 b 点标出撞击的瞬間。撞击后，枪机框和枪机的速度为 V'_A 和 V'_B。

进行类似的作图，可以求出枪机撞击枪匣的时間，并可以研究以后各次撞击时的运动。

在图 158 上作出三次撞击的图解。利用所求得的图解，可求出每次撞击时枪机框离后方位置的距离和它的运动时間（見下表）。

枪机框对枪机的撞击次数	I	II	III
枪机距后方位置的距离	0.29毫米	0.07毫米	0.02毫米
运动时間	0.00025秒	0.00039秒	0.00047秒

由表可以看出，枪机框和枪机連續几次撞击的时間很短，并且在第二次撞击时，枪机框离其后方位置的距离就已很小。因此，如我們在前面所作的一样，可以只計算前面两三次撞击。

現在我們再研究一种在自动机中經常碰到的撞击情况——开

鎖以后枪机框对枪机的撞击。在这种撞击情况下，計算的公式、方法和結果，也主要决定于用什么样的略图来代替实际机构和采用什么样的假設。

枪机框和枪机往往在撞击之后就一起运动，因为它們的相对运动受到机构結构的限制。

如果假設枪机框和枪机在撞击之后，立即形成硬性联接，这种情况与絕对非彈性体的撞击情况相同，可以按照（3）式和（4）式来計算枪机和枪机框的速度，取 $b=0$。实际上，在撞击之后，枪机常常要对枪机框作少許的位移（十分之几毫米），位移的大小决定于联接中的間隙（图159），因而在枪机和枪机框一起运动的过程中，有发生連續撞击的可能性。

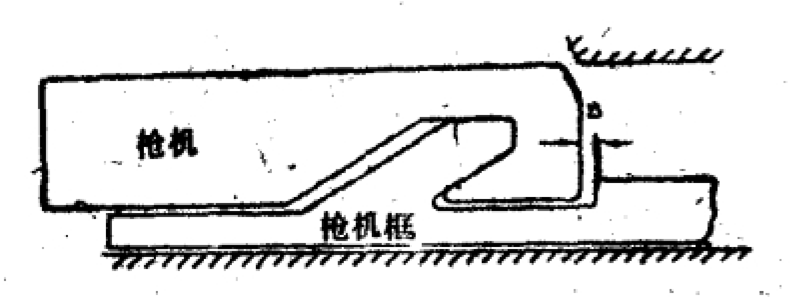


图159 枪机框撞击枪机的略图。

因此，就必須检查把这种撞击看作絕对非彈性体撞击的假設是否正确。

現在我們就研究一下枪机对枪机框多次連續撞击的情况。考慮到枪机和枪机框的相对位移很小，可以认为枪机对枪机框的多次連續撞击是在很短的时間内进行的，在此时間内，枪机和枪机框共同运动的絕对位移也很小。

根据这一假設，可以认为枪机和枪机框在撞击时的运动是自由运动，而不考慮复进簧的影响。

如果用 V_A 表示枪机框在第一次撞击枪机前的速度（图 160，a）并且认为枪机在这一瞬間的速度等于零，則在第一次撞击后，枪机框的速度 V'_A 和枪机的速度 V'_B 可用下式算出：

$$V'_A=V_A\left(1-\frac{b+1}{1+\frac{M_A}{M_B}}\right) \tag{14}$$

和

$$V'_B=V_A\frac{b+1}{1+\frac{M_B}{M_A}}。 \tag{15}$$

式中 M_A 和 M_B——枪机框和枪机的质量。

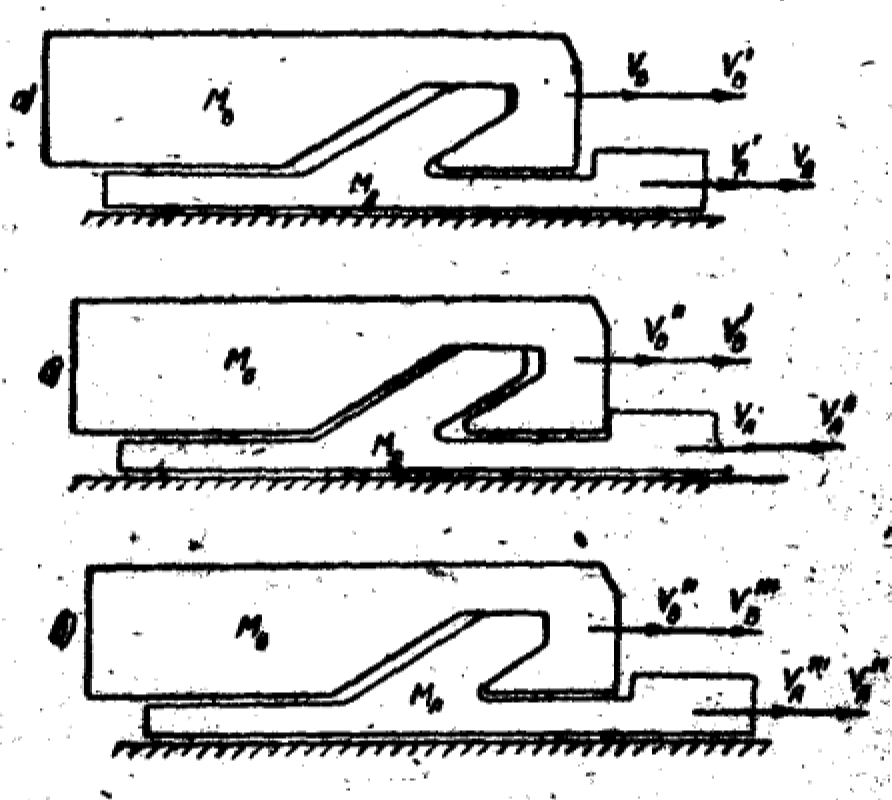


图160 枪机框对枪机的三次连续撞击略图。

将（14）式和（15）式改写成下列形式，较为方便：

$$V'_A = V_A(1-A), \tag{16}$$

$$V'_B = V_A B, \tag{17}$$

式中 $A = \frac{b+1}{1+\frac{M_A}{M_B}}$，$B = \frac{b+1}{1+\frac{M_B}{M_A}}$。

把所求得的速度值 V'_A 和 V'_B 代入（3）式和（4）式，就可得出枪机框和枪机的速度：

1）第二次撞击后（图160 б）

$$V''_A = V_A(1-A+Ab), \tag{18}$$

$$V''_B = V_A(B-Bb); \tag{19}$$

2）第三次撞击后（图160 в）

$$V'''_A = V_A(1-A+Ab-Ab^2), \tag{20}$$

$$V'''_B = V_A(B-Bb+Bb^2); \tag{21}$$

3）第 n 次撞击后

$$V_A^{(n)} = V_A[1-A\{1-b+b^2-b^3+\cdots(-b)^{n-1}\}], \tag{22}$$

$$V_B^{(n)} = V_A B[1-b+b^2-b^3+\cdots(-b)^{n-1}]。 \quad (23)$$

假設枪机框和枪机撞击无穷多次，则得：

$$V_{A(\infty)} = V_A\left(1-\frac{A}{b+1}\right),$$

$$V_{B(\infty)} = V_A\frac{B}{b+1}。$$

把 A 和 B 的值代入这些公式中，得

$$V_{A(\infty)} = V_{B(\infty)} = V_A\frac{M_A}{M_A+M_B}。 \quad (24)$$

假設枪机框和枪机为完全非彈性体，也可以由(3)式和(4)式求得这一表达式

由此可以作出結論：假設枪机和枪机框在撞击时为完全非彈性体，与枪机和枪机框在共同运动过程中发生若干次連續撞击的事实沒有矛盾。并且当它們在較短的时間內发生无穷多次撞击时，这个假設就能够更精确地反映实际撞击条件。

实际上，枪机和枪机框的撞击次数不是无穷多，它显然不会超过3～5次撞击。然而，在这种情况下，(24)式也能够相当精确地反映出实际撞击条件，因为由于 b 的高次方的影响很小，在前面3～5次撞击以后的撞击不会有很大的影响。

在研究枪机和枪机框的連續撞击时，曾假設它們在各次撞击之間的运动不受外力的影响。

实际上，自动武器中相互連續撞击的零件，在运动时必有一个零件或两个零件可能承受外力的作用。

例如，枪机或枪机框在連接时发生連續撞击，这时，它們在运动过程中还承受有复进簧的內力和火药气体压力的作用。

所以，为了判断是否可以采用这一假設，必須查明撞击零件在多次相互撞击时的位移。

如果这些位移很小，而且外力在这些位移上的功与运动零件的功能比較起来也很小，那么就可以采用这一假設：撞击零件在多次相互連續撞击时的运动，可以当作是物体的自由运动。

兹以某一利用枪机傾斜閉鎖的机构为例，研究枪机框和枪机

在連接时产生的几次撞击。

設　枪机框在第一次撞击前的速度 $V_A=12$ 米/秒；

　　枪机在第一次撞击前的速度 $V_B=0$；

　　枪机框的质量 $M_A=0.0615$ 公斤·秒²/米；

　　枪机的质量 $M_B=0.056$ 公斤·秒²/米；

　　恢复系数 $b=0.4$；

　　枪机和枪机框的相对位移 $\Delta=0.001$ 米；

求枪机框在第四次撞击枪机时的絕对位移。

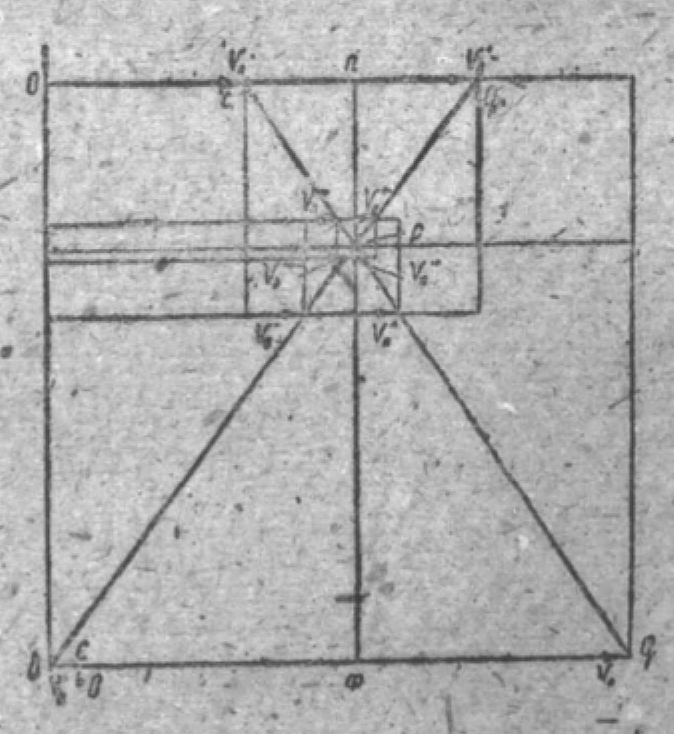


图161　枪机框和枪机几次撞击的图解。

在图 161 上，我們用图解法求出第一次撞击后的速度 V_A' 和 V_B'。作图时，取綫段 cq 和 mn 相等。在同一图上，为了求出第二次撞击后的速度，我們以 c_1q_1 为边作一正方形。从作图上可以看出，新的正方形（以 c_1q_1 为边的）中各綫段的意义，和以 cq 为边的正方形一样，它是大正方形在图面上轉了 180° 以后的縮影。

所以，在新的正方形（以 c_1q_1 为边）上求速度 V_A'' 和 V_B'' 的全部作图，自然与在第一个正方形上求速度 V_A' 和 V_B' 的作图法相似。

在图 161 上，标出了速度向量 V_A'' 和 V_B'' 的端点，并且还作了两个求 V_A'''、V_B'''、V_A''''、V_B'''' 的正方形。所有这些速度向量都由一个共同的零位綫 OO 开始。

由图 161 可以看出，撞击的次数增加时，速度 $V_{A(\infty)}$、$V_{B(\infty)}$ 的向量端点逐漸接近于 p 点。

对端点在 p 点上的速度向量 V_{AB}，可得下列等式：

$$\frac{V_{AB}}{V_A}=\frac{M_A}{M_A+M_B}\text{或 } V_{AB}=V_A\frac{M_A}{M_A+M_B}。$$

这个等式是在非弹性撞击的情况下，求撞击后速度的計算式（$b=0$）。因此，由图解作图中同样可以看到，在枪机和枪机框多次相互撞击后，其終結速度，可以利用两个非弹性体撞击后的速度公式进行計算。

根据上述研究，可以求得枪机框和枪机在第四次撞击后的速度等于

$$V_A'''' = 6.4\text{ 米/秒}，\ V_B'''' = 6.3\text{ 米/秒}。$$

此例說明，仅在第四次撞击后，枪机框和枪机的速度就几乎相等了，这就証明我們可以取 $b=0$ 来求撞击机件在撞击后的速度。

实际上，在 $b=0$ 时，枪机框和枪机在撞击后的速度可按下式求出：

$$V_{AB}=V_A\frac{M_A}{M_A+M_B}=6.3\text{米/秒}。$$

在这种撞击条件下的动能損失为：

$$\Delta E_A=\frac{1}{2}\frac{M_AV_A^2}{1+\frac{M_A}{M_B}}=2.1\text{公斤·米}。$$

在这种情况下，全部动能損失等于非弹性撞击时的动能損失。

实际上，枪机框在撞击前的动能为：

$$E_A=\frac{M_AV_A^2}{2}=4.42\text{公斤·米}。$$

枪机框和枪机在撞击后的动能为：

$$E'_{AB}=\frac{M_A\left(1+\frac{M_B}{M_A}\right)V_{AB}^2}{2}=2.32\text{公斤·米}。$$

因此，
$$\Delta E=E_A-E'_{AB}。$$

前面所求得的、不考慮約束的非理想性时的各个公式，在求自动武器中撞击零件的速度时可以广泛运用。但在某些情况下，不能假定約束为理想約束。

現在让我們研究一下自动武器中各零件之間的这样一种撞击情况：在这种情况下，如果不考虑約束的非理想性，就会严重地歪曲計算結果。自动机活动部分在最后方位置上对枪尾部的撞击，当枪机框撞击枪尾时和撞击可使閉鎖零件楔开时，就屬于这种情况。

在德普式机枪和 ZB-26 式机枪中，自动机活动部分在最后方位置上的撞击，可以作为这种撞击的例子。

图 162 是德普式机枪的自动机在后方位置上撞击枪尾时的原理图。由图可以看出，当枪机框撞击枪尾时，閉鎖卡鉄在机匣內向两側張开，因此，在它与机匣接触的部位上产生了摩擦力。

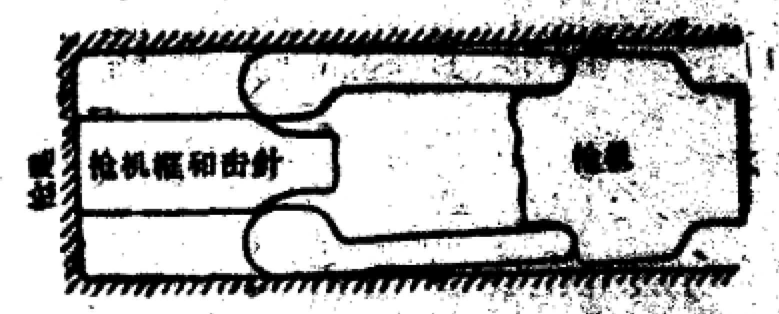


图162 德普式机枪中活动部分撞击枪尾略图。

如果认为在撞击时枪机框施于枪尾上的压力，可以轉換为作用时間有限的冲量 $I_п$，就可以把撞击分作两个时期来研究——枪机框的制动时期及其反向加速时期。

假設閉鎖卡鉄、枪机框和枪机之間在撞击时沒有相对位移，自动机的活动部分在制动时期的运动就可以用下列公式表示：

$$\eta_1(M_p+M_з)V_0=I_0,$$

式中 M_p，$M_з$——枪机框的質量，枪机和閉鎖卡鉄的質量；

η_1——考虑摩擦的系数，习慣上称为冲量效率。

如果以相应的冲量反作用来代替各个約束（图162，163）就可以分别写出枪机框和枪机的动量方程式为：

$$M_pV_0=I_0-2I(\cos\alpha+f\sin\alpha),$$

$$M_зV_0=2I(\cos\alpha+f\sin\alpha)+2fI_з。$$

除此之外，对于作用在一个閉鎖卡鉄上的冲量約束反作用也可以写出如下的等式：

$$I_з=I(\sin\alpha-f\cos\alpha),$$

或者，在求冲量約束反作用时忽略摩擦力，該关系便可写为：

$$I_3 = I\sin\alpha。$$

利用此等式，可以将前面得出的动量方程式写作下列形式：

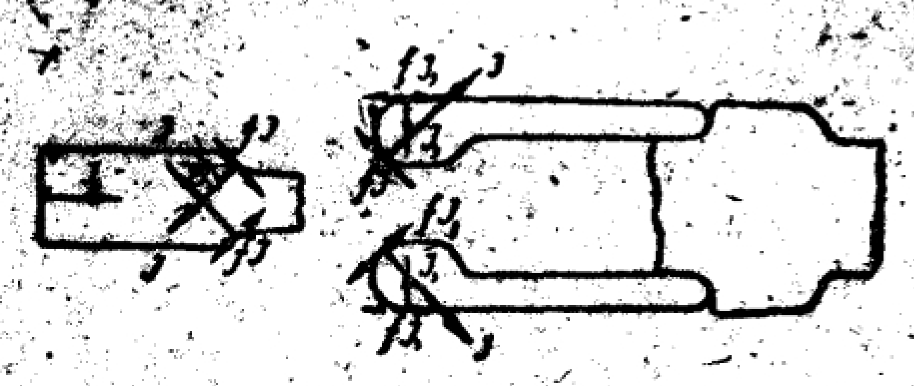


图163 以撞击反作用代替約束之后的撞击略图●。

$$\eta_1(M_p + M_3)V_0 = I_0;\quad M_pV_0 = I_0 - 2I(\cos\alpha + f\sin\alpha);$$

$$M_3V_0 = 2I(\cos\alpha + 2f\sin\alpha)。$$

由这些方程式，可以求得

$$\eta_1 = 1 - \frac{f\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_3}\right)(1 + 2f\,\mathrm{tg}\alpha)}。$$

同样可以得出在枪机框反向加速时期內的冲量效率計算式

$$\eta_2 = 1 - \frac{f\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_3}\right)(1 - 2f\,\mathrm{tg}\,\alpha) - f\,\mathrm{tg}\,\alpha}。$$

为了說明如何运用这些公式，我們以德普式机枪中枪机框和枪机对枪尾的撞击为例来加以研究。

利用下列数据求出冲量效率 η_1 和 η_2：

$$\frac{M_p}{M_3} = 2.32;\quad \alpha = 60°;\quad f = 0.15,$$

$$\eta_1 = 1 - \frac{f\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_3}\right)(1 + 2f\,\mathrm{tg}\,\alpha)} = 0.95,$$

$$\eta_2 = 1 - \frac{f\,\mathrm{tg}\,\alpha}{\left(1 + \frac{M_p}{M_3}\right)(1 - 2f\,\mathrm{tg}\,\alpha) - f\,\mathrm{tg}\,\alpha} = 0.83。$$

現在我們要說明如何在自动机活动部分撞击后的速度計算公式中考虑这些冲量效率。

● 图163上以虛綫表示第二个时期內的冲量切向反作用。

如果在撞击时没有因摩擦而损失动能，那么在撞击的第一和第二时期内，活动部分动量的变化可用下式表示：

$$(M_p+M_з)V_0=\frac{I_п}{1+b},$$

$$(M_p+M_з)V_b=\frac{I_п b}{1+b},$$

式中 V_0 和 V_b——活动部分在撞击前后的速度；

$I_п$——撞击时作用在活动部分上的总冲量；

b——恢复系数。

在撞击时，如果因摩擦而损失动能，则由枪尾部作用在枪机框上的总冲量为 $I'_п$，考虑到摩擦力时，活动部分动量的变化可用下式表示：

$$(M_p+M_з)V_0=\frac{I'_п}{(1+b)\eta_1},$$

$$(M_p+M_з)V'_b=\frac{I'_п b\eta_2}{1+b},$$

式中 V_0——活动部分在撞击前的速度；

V'_b——考虑摩擦损失时，活动部分在撞击后的速度。

以第一式除第二式得：

$$\frac{V'_b}{V_0}=b\eta_1\eta_2,$$

但撞击后的速度与撞击前的速度之比等于新的恢复系数 b_n。

因此，
$$b_n=b\eta_1\eta_2。$$

在考虑由于摩擦而损失动能时，可用此式求出自动机活动部分撞击的恢复系数。

对其他式样的枪机閉鎖机构（例如枪机偏轉閉鎖的机构），亦可利用类似的方法去研究自动机活动部分的楔开撞击。

对上面所研究的例子来說，

$$b_n=0.4\times0.83\times0.95=0.32。$$

§3 机构构件的斜撞击

本节将研究机构中轉动构件或在平面内不同方向上移动的构

件之間的撞击。为了計算机构构件在这种情况下的運动諸元，可以利用已知的斜撞击理論。

如果自由物体受到撞击（图 164）而物体重心又不在撞击綫上，那么研究撞击物体的运动时，可以认为有某一冲量 I 和冲量矩 Ir 作用在該物体的重心上，其中 r 是由物体重心到撞击綫的距离。

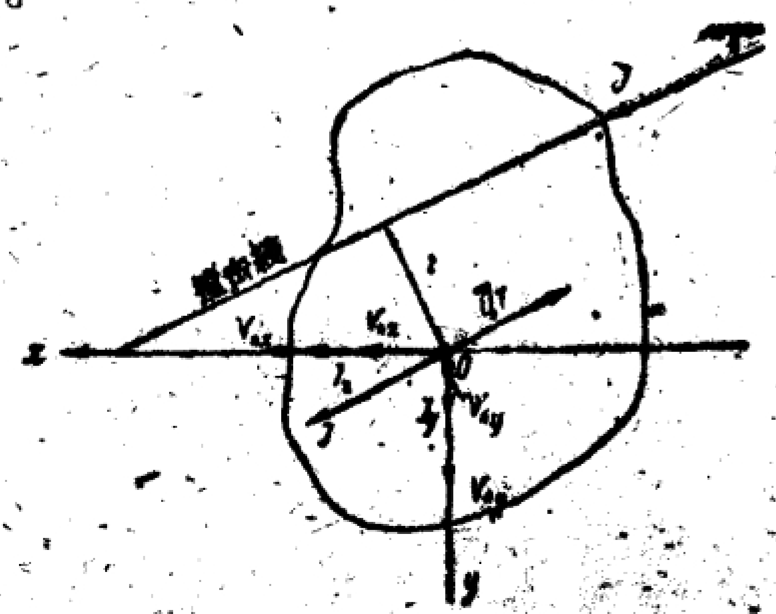


图164 对自由物体撞击的略图。

在这种情况下，动量方程式为：

$$\left.\begin{aligned} M_A(V'_{Ax}-V_{Ax})&=I_x\\ M_A(V'_{Ay}-V_{Ay})&=I_y\\ M_A(\omega'-\omega)\rho^2&=Ir \end{aligned}\right\}, \tag{25}$$

式中 V_{Ax}; V_{Ay}; V'_{Ax}; V'_{Ay}——撞击前后物体重心的速度在座标軸上的投影；

ω; ω'——撞击前后物体对其重心的回轉角速度（物体作平面运动）；

M_A——物体质量；

I_x; I_y——冲量在座标軸上的投影；

ρ——物体对重心的回轉半徑；

r——由物体重心到冲量 I 的作用綫之距离。

(25)式中有三个未知数：V'_{Ax}; V'_{Ay}; ω'。如果已知冲量 I 的大小，有了这三个方程式，通常就可以求出这些未知数。

有时候要求确定自由刚体在撞击后的回轉中心。确定此点的位置有很大的实际意义，因为任何作平面运动的物体，都有一个通过其回轉中心而垂直于运动平面的固定回轉軸，在撞击时，物体不将任何載荷傳給此回轉軸。

利用（25）式可以証明，撞击时自由剛体回轉軸的位置可按下式求出：

$$c=\frac{\rho^2}{a}, \tag{26}$$

式中 ρ——物体对重心轉动慣量的回轉半徑；

a——物体重心离撞击綫的距离；

c——物体重心和回轉軸間的距离，这两点間的联綫垂直于撞击綫。

(26)式是研究自由物体承受撞击时的运动的公式，它不能直接用以研究机构构件的运动，因为各机构构件都不是自由体。然而，在研究整个武器的运动或机构中单个构件的运动时，这个公式仍然可以解决某些个别的問題。

例如，利用（26）式就可以近似地确定手枪在射击时的回轉軸心。这个問題在估計預期的射击密集度时，是很重要的。

考虑到彈丸在膛內运动的极短的时期內，射手手上的阻力相当小，射击时的手枪可以当作彈膛底部承受火药气体压力冲量作用的自由物体看待。

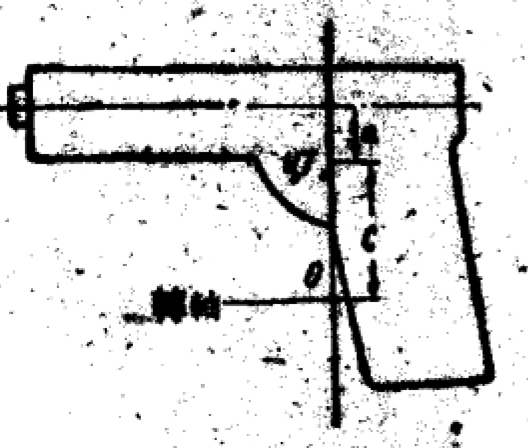


图165 射击时手枪回轉軸位置的确定。

在这种情况下，手枪在射击时繞以回轉之 O 点的位置（图165）可按下式求出：

$$c=\frac{\rho^2}{a}.$$

式中 a——枪膛軸綫到手枪重心的距离；

c——手枪回轉軸到重心的距离；

ρ——手枪对重心的回轉半徑。

由这一公式，順便可以看出：为了減少彈丸在膛內运动时期內手枪的轉动角度，必須尽量增大 c 值，要做到这一点，可用減小 a 值的办法，也就是使手枪的重心接近于枪膛軸綫。

在研究繞固定軸回轉的机构构件的运动时，也可以运用(26)式。例如，利用这个公式，能够确定击发机构中击錘的位置，使該軸在撞击击針时完全不受撞击反作用力（图166）。

为此，只須滿足下列条件：

$$c=\frac{\rho^2}{a},$$

式中 ρ——击錘对其重心的回轉半徑；

a——击針軸綫到击錘重心的距离；

c——击錘回轉軸距其重心的距离。

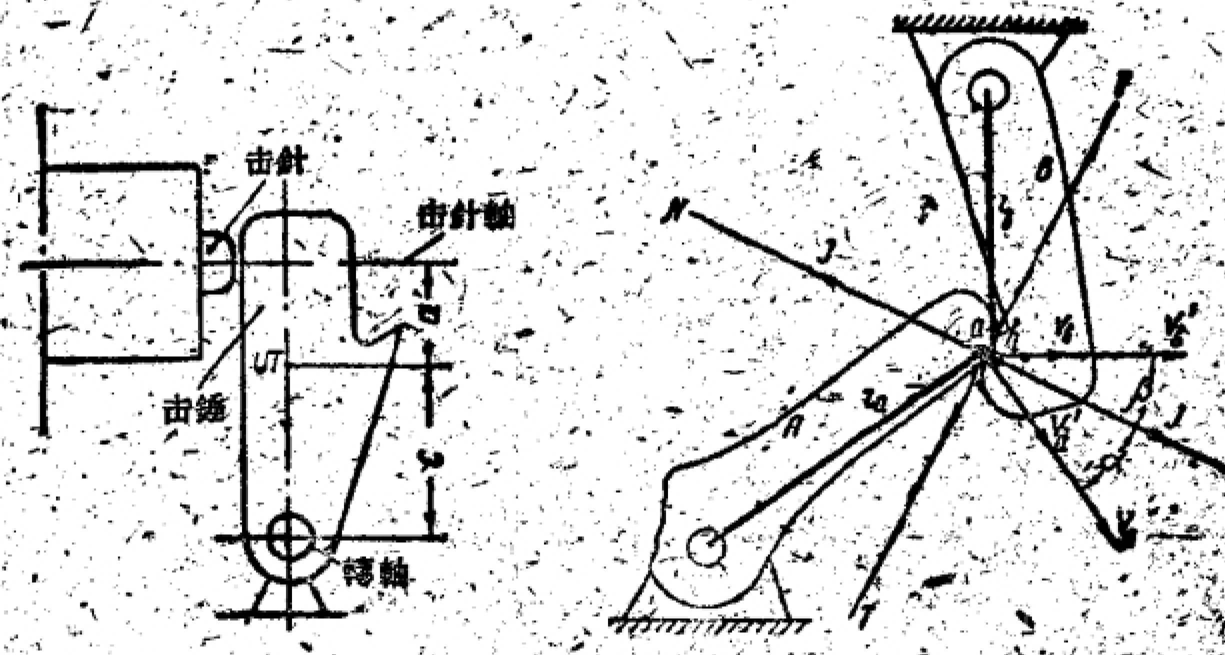


图166 击錘軸位置的确定。 图167 繞固定軸回轉的两构件之撞击。

如果冲量的作用是由于在平面內自由运动的物体 B 撞击的結果，那么为了研究物体 A 和 B 在撞击时的运动，除了（25）式以外，还要有三个方程式，用以确定物体 B 在撞击后的回轉角速度及其重心的速度的投影。在知道冲量 I 的大小和方向时，就可以写出这些方程式。

但是在两物体撞击时，无論是冲量 I 的大小或方向都不知道。

为了确定此冲量的大小和方向，我們采用下列假設：

1）取撞击表面的法綫为撞击冲量的方向。

2）撞击点在撞击前后的相对速度，在撞击表面的公法綫上

(在撞击点上的)的投影之比，是一个仅仅决定于撞击体的材料的常数，并等于撞击恢复系数。

撞击理論的这些基本原理完全适用于繞固定軸回轉的物体的撞击情况。

图 167 是繞固定軸回轉的两个实际机构构件的撞击略图。

运用替换质量理論，可以将此略图化为机构原理图(图168)，在这个图上每一构件的质量都集中在撞击时的接触点上。

在这种情况下，用一个替换质量来代替繞固定軸回轉的构件之所以可能，是因为在理想約束时我們不計算鉸鏈上（或者一般地說在任何导軌上）所产生的撞击反作用力。在不計算这些撞击反作用力时，为了使替换质量与实际机构构件的质量等值，只須使各构件对回轉軸的轉动慣量与替换质量对回轉軸的慣量相等即可。在替换质量只須滿足一个条件式时，各机构以替换质量来代替实际机构构件的质量，可以任意选擇替换点的位置。

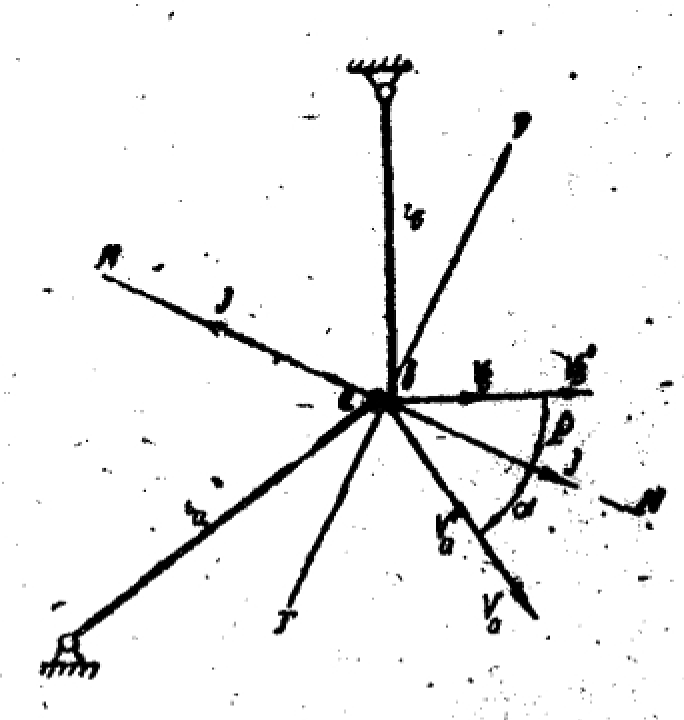


图168 繞固定軸回轉的两构件的撞击略图。

对于 168 图上的略图，可以写出下列动量矩方程式：

a）对于构件 A

$$r_a m_a (V_a - V'_a) = r_a I \cos\alpha;$$

б）对于构件 B

$$r_b m_b (V'_b - V_b) = r_b I \cos\beta; \tag{27}$$

对于恢复系数 $$b = \frac{V'_b \cos\beta - V'_a \cos\alpha}{V_a \cos\alpha - V_b \cos\beta}, \tag{28}$$

式中 m_a 和 m_b——构件 A 和 B 的替换质量；

$V_a; V_b; V'_a; V'_b$——a 点和 b 点在撞击前后的速度；

r_a；r_b——a 点和 b 点距回轉軸的距离；

I——撞击冲量。

由（27）式和（28）式可以消去未知冲量 I，并求出 a 点和 b 点在撞击后的速度。

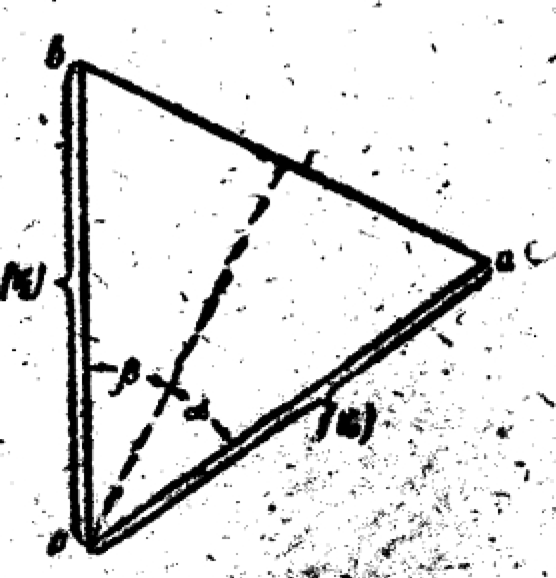


图169 速度圖。

求 a 点和 b 点在撞击后的速速时，引用下列符号較为方便：

$$\frac{\cos\alpha}{\cos\beta}=k。\qquad(29)$$

可以証实，k 是当这两个构件之間沒有撞击时，b 点对 a 点的傳速比（見图169中的速度图）。

根据所取的符号，a 点和 b 点在撞击后的速度表达式将为：

$$V_a'=V_a-\frac{\left(V_a-V_b\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_a}{m_b k^2}},\qquad(30)$$

$$V_b'=V_b+\frac{(V_a k-V_b)(1+b)}{1+\frac{m_b k^2}{m_a}}。\qquad(31)$$

将这两个公式与（3）、（4）两式相比較就可以看出，（3）式和（4）式是在 $k=1$ 时，（30）和（31）两式的特殊情况。

（30）式和（31）式是对繞固定軸回轉的两个构件的撞击导出的，但是它們可以推广到机构构件撞击的其他許多情况中去（例如两个在同一平面內沿不同方向移动的构件的撞击情况，平移构件和繞固定軸回轉的构件相撞击的情况等等）。

利用（3）、（4）两式与（30）、（31）两式相似的地方，可以写出斜撞击时动能損失的表达式：

$$\Delta E=\frac{1}{2}\frac{m_b m_a}{m_a+m_b k^2}(1-b^2)(V_a k-V_b)^2。\qquad(32)$$

下面将研究一些在分析自动武器各机构构件运动时运用撞击理論的例子。

图 170 是一开鎖枪机的实际机构略图，該机构是根据側傾原理閉鎖的。图 171 是这个机构的原理图，在此图上用替換质量代替了机构的构件。

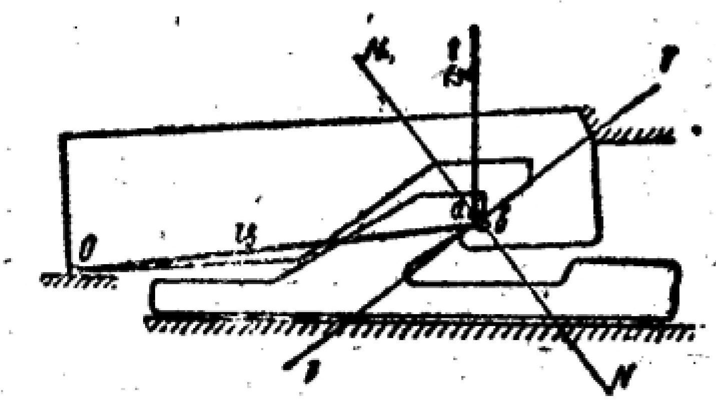


图170　枪机框在开鎖时撞击枪机的略图。

为了計算枪机和枪机框在撞击后的速度，必須：

1. 取枪机和枪机框的接触点为替换点，用替换质量代替枪机的质量。

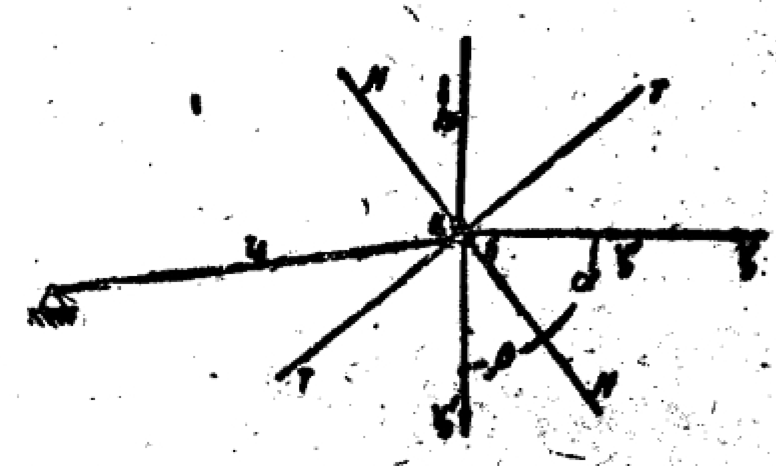


图171　枪机框在开鎖时撞击枪机的原理图。

在这种情况下，枪机的替換质量为

$$m_b = M_з \frac{\rho^2}{r_b^2}, \tag{33}$$

式中　$M_з$——枪机的质量；

ρ——枪机对回轉軸的回轉半徑；

r_b——b 点距回轉軸的距离。

2. 用集中在枪机和枪机框接触点（a 点）上的替换质量代替枪机框的质量。在这种情况下，替換质量与枪机框质量相等：

$$m_a = M_p。 \tag{34}$$

3. 作极速度图（图172）或量取图 171 中的角度来确定 b 点对 a 点的傳速比。

4. 按照（30）和（31）式确定撞击后 a 点和 b 点的速度。

現在我們就研究一个枪机框在开鎖时撞击枪机的例子（图

170)。

設已知：

枪机框的质量

$$M_p=0.0615\frac{公斤\cdot秒^2}{米};$$

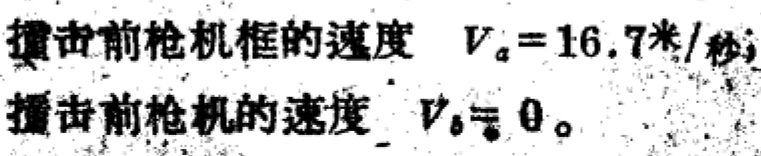
枪机对其回轉軸（O 点）的惯性矩 $I_o=0.000055$ 公斤·米·秒²；

替换质量距枪机回轉軸的距离 $r_b=0.06$ 米；

枪机上 b 点对枪机框的傳速比 $k=1$；



恢复系数 $b=0.4$；



撞击前枪机框的速度 $V_a=16.7$ 米/秒；

撞击前枪机的速度 $V_b=0$。



解：

图172 速度图。

1）枪机的替换质量

$$m_b=\frac{I_o}{r_b^2}=0.0154\,公斤\cdot秒^2/米;$$

2）撞击后枪机框和枪机上 b 点的速度

$$V_a'=V_a-\frac{V_a(1+b)}{1+\frac{m_a}{m_b k^2}}=12\,米/秒;$$

$$V_b'=V_b k\frac{1+b}{1+\frac{m_b k^2}{m_a}}=18.7\,米/秒;$$

3）撞击时动能的损失

$$\Delta E=\frac{1}{2}\frac{m_a m_b V_a^2 k^2}{m_a+m_b k^2}(1-b^2)=1.43\,公斤\cdot米;$$

4）撞击前枪机框的动能

$$E_a=\frac{m_a V_a^2}{2}=8.55\,公斤\cdot米;$$

5）撞击后枪机框的动能

$$E_a'=\frac{m_a V_a'^2}{2}=4.42\,公斤\cdot米;$$

6）枪机框动能的总损失

$$\Delta E_a = E_a - E'_a = 4.13\text{公斤·米};$$

7）撞击后枪机的动能

$$E_b = \frac{m_b V_b'^2}{2} = 2.7\text{公斤·米}。$$

对于这个撞击情况，必須指出，枪机在撞击后所获得的动能，不能在以后利用，应包括在枪机框动能的总损失之內。所以枪机框动能的总损失应等于撞击时的动能损失与枪机的动能之和

$$\Delta E_a = \Delta E + E_b = 4.13\text{公斤·米}。$$

此量已在前面求得。

上述計算表明，枪机框在开鎖枪机时的动能損失很大，这也是多次实驗所証实了的。

由所举的例子可以看到，在两个构件直接撞击的情况下，不論它們是繞固定軸囘轉或者是作直綫平移运动，只要它們仅有一个自由度，在以替换质量代替撞击构件和决定了傳速比之后，撞击时替换点速度的計算，就与撞击的具体情况无关，都可以按(30)和（31）式进行計算。

这样一来，在把实际机构图化为上述原理图以后，利用(30)和(31)式进行計算时，对构件撞击特点的全部計算，实际上在于如何确定傳速比和替换质量。

应当注意，当 A、B 两构件不是直接撞击而是通过若干中間构件来撞击，且这些中間构件的质量比构件 A 和 B 的质量小得很多时，还是能够采用（30）和（31）式(在采取若干假設以后)来計算。

兹以加速机构工作时枪管对枪机的撞击为例进行討論。

枪管、枪机和加速机在撞击时的位置，如图 173 所示。在这一机构工作时，枪管和枪机共同运动一段路程之后，枪管就撞击加速机，加速机又将此撞击傳給枪机。

忽略加速机的质量（由于它比枪机和枪管的质量小得多），就可以把这一机构在撞击时的略图轉换成图 174 的形式。

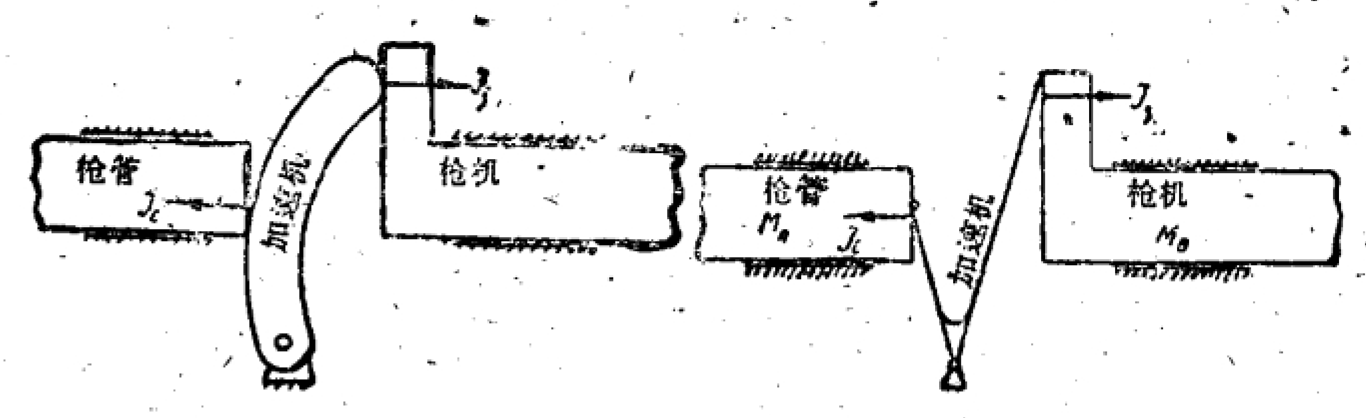


图173 加速机工作时的撞击略图。 图174 加速机工作时的撞击略图。

显然，在这种情况下，撞击时作用在枪管和枪机上的冲量比值将等于枪机对枪管的傳速比，亦即：

$$\frac{I_c}{I_3} = k。$$

但在研究两构件的直接撞击时，也有过这个比值。所以，如果认为在此撞击情况下恢复系数之值不变，则在两构件通过第三个构件（中間构件）撞击时，就可以运用公式（30）和（31）。

两构件直接撞击和通过中間构件撞击时，其恢复系数不变的假設，等于假設中間构件为絕对剛体。

实际上，中間构件（在本例中为加速机）是彈性体，其变形会引起恢复系数的增大。

由于有很多无法分析計算的各种各样的因素影响恢复系数的数值，故不可能用解析法来确定恢复系数的变化。

例如，在确定加速机变形的能量损失时，不仅要研究压縮变形，还要研究弯曲变形。所以，当两构件通过中間构件撞击时，应当根据对結构相类似的机构构件撞击的实驗研究，来选取恢复系数。

現在我們研究一个机构中两构件通过中間构件撞击的例子。

假設，机枪的枪机加速机构和彈鏈供彈机构工作时，依次发生两次撞击（图175）。在这个机构中枪管是基本构件。所以，上述撞击显著地改变了枪管向后运动的速度。

設已知：

加速机工作前枪管和枪机的速度 $V_{c,3} = 3.4$米/秒；

枪机和枪管质量的比值 $\frac{M_{з}}{M_{c}}=0.255$；

搬弹滑板和枪管质量的比值 $\frac{M_{п}}{M_{c}}=0.081$；

在加速机工作瞬間，枪机对枪管的傳速比 $k_{з}=2$；

搬弹滑板对枪管的傳速比 $k_{п}=1.6$。

試以解析法确定枪管在两次撞击后的速度和枪机在加速机工作后的速度。

解：

1. 枪管在第一次撞击后（撞击加速机，$b=0.4$）的速度

$$V_{c}'=V_{c.з}-\frac{V_{c.з}\left(1-\frac{1}{k_{з}}\right)(1+b)}{1+\frac{M_{c}}{M_{з}k_{з}^{2}}}=2.2\text{米/秒};$$

2. 枪机在加速机工作后的速度

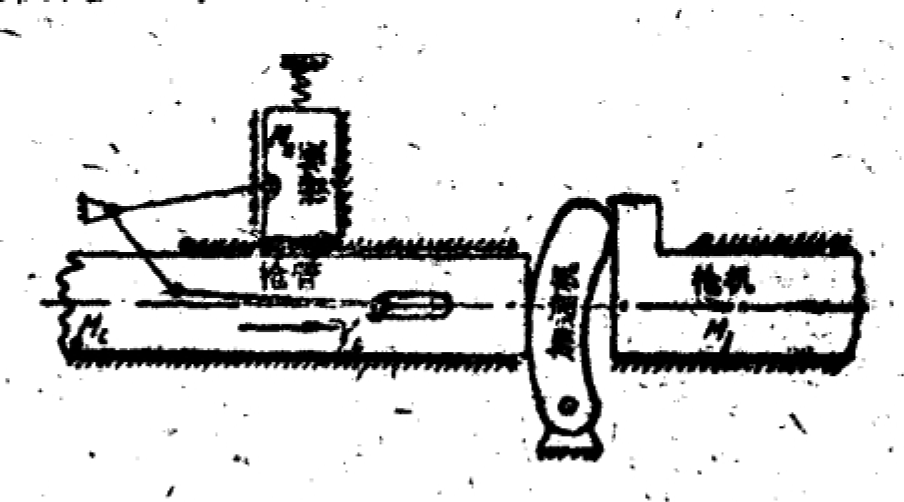


图175 加度机构和彈鏈供彈机构中构件的撞击略图。

$$V_{з}'=V_{c.з}+\frac{V_{c.з}(k_{з}-1)(1+b)}{1+\frac{M_{з}k_{з}^{2}}{M_{c}}}=5.76\text{米/秒};$$

3. 枪管在第二次撞击（撞击供彈机构，$V_{п}=0$）后的速度。

$$V_{c}''=V_{c}'-\frac{\left(V_{c}'-V_{п}\frac{1}{k_{п}}\right)(1+b)}{1+\frac{M_{c}}{M_{п}k_{п}^{3}}}=1.67\text{米/秒}。$$

把計算的結果与实驗研究的結果相比較，就可以看出：一般

地說，計算出的枪管和枪机速度値要稍大一些。这是由于撞击反作用力在机构付中引起的摩擦力沒有計算在內之故。

机构付中在撞击时所产生的反作用力的精确解析計算法，实际用来研究自动武器各机构的工作，是很困难和复杂的。

但是，如果不計算撞击时在各机构付中所产生的摩擦力，有时就会对撞击构件的运动計算結果产生很大的影响，所以建議，像計算机构平稳工作时的摩擦力一样，用效率来近似地考虑撞击时摩擦力的影响。

如果在研究机构构件的运动时，要計算撞击反作用力所引起的摩擦力，就必須用这样的略图来代替实际机构：这种略图能够保証正确地确定两个运动构件相互撞击的部位上，及其与固定构件相連接的部位上所产生的全部撞击反作用力。

因为这些撞击反作用力的大小和方向，主要取决于撞击构件质量的分布情况。所以用替換质量代替构件的质量时，必須考虑撞击构件的运动性质，以保持构件和其替換质量在动力学上完全等値。

根据替換质量理論的已知原理，每一个作平移直綫运动的构件，用一个数値上与該构件的质量相等，而集中在构件重心上的替換质量来取代，就可以保証完全的动力等値性。显然，在这种情况下，将保証每个构件的质量及其重心位置不变。构件对其重心的慣性矩不变的条件，在这种情况下不能保証，不过在研究直綫平移运动时也无此必要，因为在这种构件的运动方程式中不包含慣性矩。

对于在平面上作复杂运动的构件和繞固定軸回轉的构件而言，为了使构件和替換质量在动力学上完全等値，必須保証质量、重心位置和对重心的慣性矩不变。

在替換质量理論中，这些条件由四个方程式来决定，在这些方程式中，每一个替換质点都决定于三个参数：质点的两个座标及质点上集中的质量的大小。

因此，在这种情况下，为了使构件和其替换质点在动力学上完全等值，最少要取两个替换质点。

因为两个替换质点有六个参数，而这些参数又只应滿足四个方程式，因此可以任意給定其中的两个参数。一般是任意选擇一个替换质点的座标。

因此，在平面上作复杂运动的或繞固定軸囘轉的构件，可以用两个替换质点来代替，并且可以任意选擇其中一个替换质点的位置。

如果在研究繞固定軸囘轉的构件的运动时，将一个替换质点安置在該构件的囘轉軸上，那么（如同在研究作直綫平移运动的构件的运动时一样）构件的运动就可化为一个替换质点的运动来研究。

这样就能够利用在构件平稳运动时研究摩擦力的方法，来計算撞击时所产生的摩擦力。

在研究用傳动机相联接的两构件的平稳运动时，可取其效率等于作用在构件上的約束反作用力的合力在这些构件的替换质点的速度方向上投影的比值乘以傳速比。

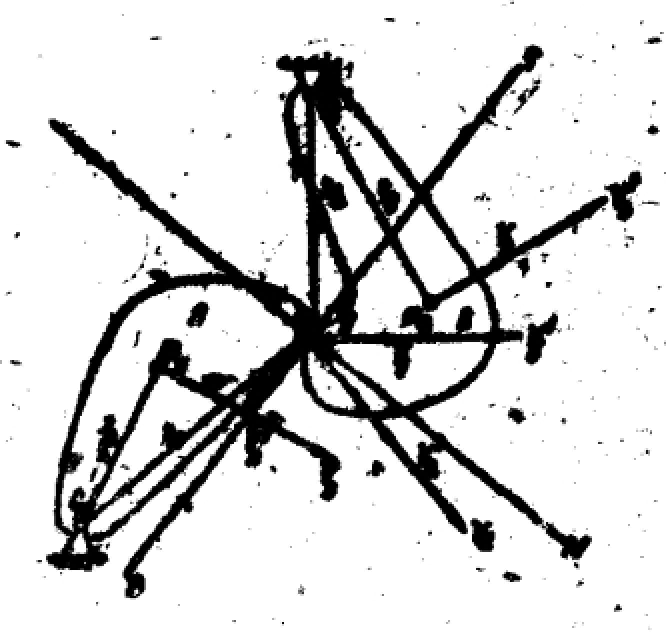


图176　两构件的撞击略图。

同样地，在两个构件撞击时，也可以取冲量效率等于作用在撞击构件上的約束撞击反作用力的合力或撞击冲量在这些构件的替换质点的速度方向上投影的比值乘以傳速比。

例如，設有两个繞固定軸囘轉的构件相撞击（图176）。根据质量替换理論，每一个构件都可以用两个替换质点来代替，其中一个安置在囘轉軸上（O_A 点和 O_B 点上）。

另外一个替换质点則在构件囘轉軸与其重心的連綫上。由这

些替换质点到回轉軸的距离为 r_A 和 r_B。

距离 r_A、r_B 和替换质点的大小可用下列公式求出:

$$r_A=\frac{I_A}{M_Ac_A};\quad m_A=\frac{M_A^2c_A^2}{I_A};\tag{35}$$

$$r_B=\frac{I_B}{M_Bc_B};\quad m_B=\frac{M_B^2c_B^2}{I_B};\tag{36}$$

式中　I_A, I_B——构件对回轉軸 O_A 和 O_B 的惯性矩;

M_A, M_B——撞击构件的质量;

c_A, c_B——每一构件的重心到其回轉軸的距离。

撞击时，每一构件的运动可用下列方程式来表示:

$$m_A\frac{dv_A}{dt}=-R_A,\tag{37}$$

$$m_B\frac{dv_B}{dt}=R_B,\tag{38}$$

式中　v_A, v_B——撞击时替换质点的速度;

t——时間;

R_A, R_B——約束撞击反作用力的合力在替换质量 m_A 和 m_B 的速度方向上的投影。

如果将虛位移原理运用于撞击反作用力 R_A 和 R_B 上，并引用冲量效率（η）来考虑約束的非理想性，就可以写出:

$$\eta R_Av_A=R_Bv_B,$$

或者取 $k=\frac{v_B}{v_A}$ 时，便可写为:

$$\frac{R_A}{R_B}=\frac{k}{\eta},$$

式中　v_A, v_B——两构件在撞击时的运动約束所确定的替换质量的速度;

k——构件撞击时，其替换质量之間的傳速比（对替换质量 m_A）。

由 (37) 式和 (38) 式中消去反作用力 R_A 和 R_B 得:

$$m_A\frac{dv_A}{dt}+\frac{k}{\eta}m_B\frac{dv_B}{dt}=0。$$

約去 dt，并进行积分，則得:

$$m_A\int_{V_A}^{V'_A}dv_A+\frac{k}{\eta}m_B\int_{V_B}^{V'_B}dv_B=0$$

或
$$m_A(V_A-V'_A)=\frac{k}{\eta}m_B(V'_B-V_B),\qquad(39)$$

式中 $V_A;V_B;V'_A;V'_B$——替換质量 m_A 和 m_B 在撞击前后的速度。

对于恢复系数仍取以前的表达式

$$b=\frac{V'_b-V'_ak'}{V_ak'-V_b},$$

式中 V_a；V_b；V'_a；V'_b——撞击构件的接触点（a 和 b）在撞击前后的速度；

k'——撞击时接触点（a 和 b）之間的傳速比。

利用图 176 可以确定以下各关系式：

$$\frac{V_A}{V_a}=\frac{V'_A}{V'_a}=\frac{r_A}{r_a};\qquad(40)$$

$$\frac{V_B}{V_b}=\frac{V'_B}{V'_b}=\frac{r_B}{r_b};\qquad(41)$$

$$\frac{k}{k'}=\frac{r_ar_b}{r_Ar_B},\qquad(42)$$

式中 r_a，r_b——撞击时构件的接触点到回轉軸的距离。

利用这些关系式可将恢复系数的表达式化为下列形式：

$$b=\frac{V'_B-V'_Ak}{V_Ak-V_B}。\qquad(43)$$

利用（39）式和（42）式，可以得出替換质量 m_A 和 m_B 在撞击后的速度計算式和撞击时計算动能損失的公式；

$$V'_A=V_A-\frac{\left(V_A-V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B}\frac{\eta}{k^2}};\qquad(44)$$

$$V'_B=V_B+\frac{(V_Ak-V_B)(1+b)}{1+\frac{m_Bk^2}{m_A\eta}}。\qquad(45)$$

虽然这些公式是根据两个繞固定軸回轉的构件的撞击略图得出的，但这些公式也可用以研究在平面上作直綫平移运动的构件

的撞击，因为直綫平移运动可以看作是回轉半徑为无穷大时的回轉运动的特殊情况。

在（43）、（44）和（45）式中引入冲量效率，对計算的結果影响很大。

在上面所举的例子中，如果引入 $\eta=0.9$，利用这些公式計算的結果，得枪管和枪机在撞击后的速度为：

$$V''_0=1.62\text{米/秒};\quad V'_B=5.5\text{米/秒}。$$

这些数值更符合于实驗的結果。

§4 机构中三个构件的撞击

前面所研究的原理图，可以說明武器中各机构构件在机匣或机箱固定时的各种撞击。但是机构构件在机匣和机箱緩冲时的撞击，就不能利用前面所导出的公式进行計算。因为在这种情况下，应当研究三个构件的运动。

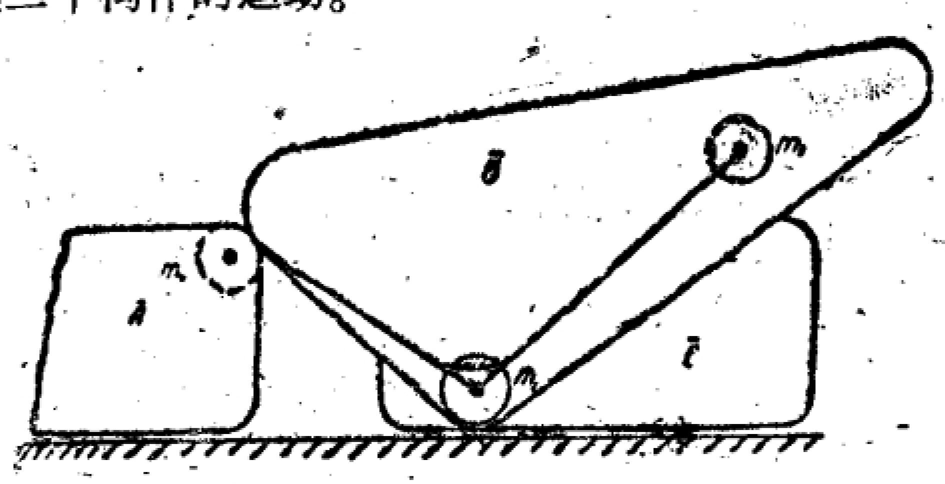


图177 三个构件的撞击略图。

根据自动武器中各机构构件的运动特点，实际机构构件的撞击，很多都可以化为图177所示的构件撞击情况。在此图中，构件 $\overline{A}$；$\overline{B}$；$\overline{C}$ 的质量分别集中在 A、B 和 C 三点上，同时，撞击前 A、C 两点速度的方向相同，撞击后其速度的方向不变。

在这些条件下，机构的这种撞击情况，可以用图178中的原理图来表示。图中 V_A、V_B、V_C、V'_A、V'_B、V'_C 各是 A、B 和 C 点在撞击前后的速度，而 m_A、m_B、m_C 則各是集中在 A、B 和 C 点上的质量。

令质点A和C在撞击时的动量增量等于对应的冲量，就可得下列方程式:

$$m_A(V_A-V'_A)=I_A,\qquad(46)$$

$$m_C(V'_C-V_C)=I_C。\qquad(47)$$

由图178中可以看出，撞击时，A点和C点的速度只有大小的改变，B点的速度则既改变大小，又改变方向。

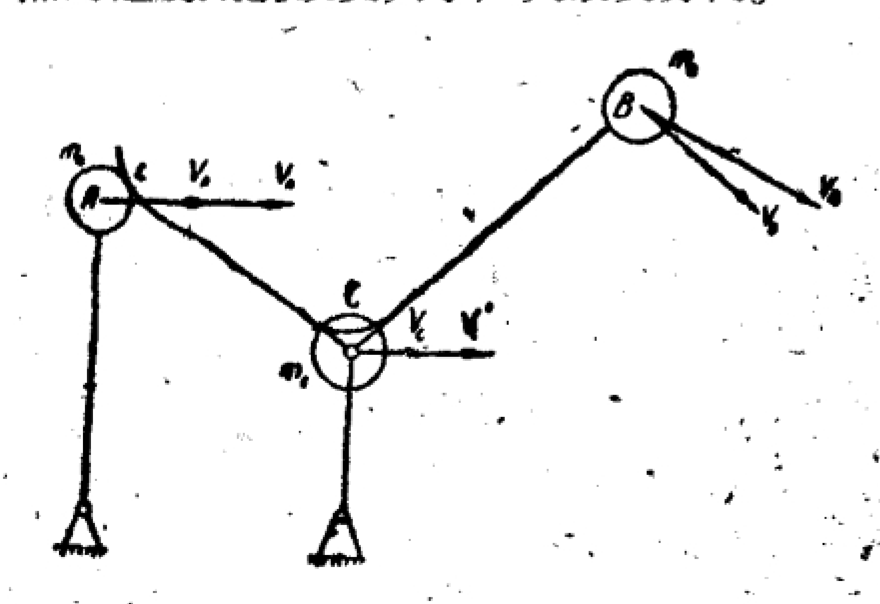


图178 三个构件撞击的原理图。

因此，冲量I_A和I_C的方向已完全确定，并与速度V_A、V'_A、V_C、V'_C的方向一致，而冲量I_B及速度V_B和V'_B的方向则各不相同。

所以，为了写出B点在撞击时的动量增量的表达式，我們不利用I_B、V_B和V'_B，而利用它們沿x、y两軸的分量。

选擇这两个軸时，要使x軸的方向平行于速度V_A的方向，y軸的方向平行于B点对C点的相对速度V_y（图179）。

我們把集中着质量m_B的B点作为座标原点。

速度V_B和V'_B在x，y軸上的分量分别以V_x、V'_x、V_y、V'_y表示之，其中虛綫表示撞击后的速度。

可以証实，对所取的符号，可得下列等式:

$$V_x=V_C,\quad V'_x=V'_C。$$

上列等式是由下面的原因而得的：速度V_y和V'_y是B点对C点的相对速度。所以速度V_B和V'_B的第二个分量V_x和V'_x应当分

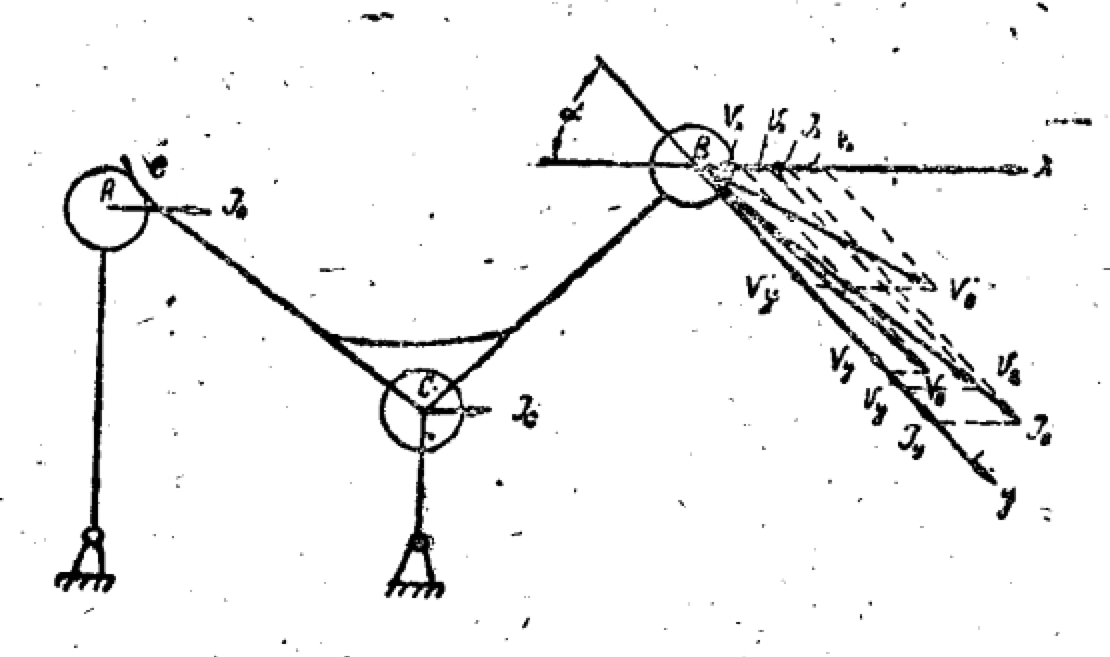


图179 冲量和速度的分解。

别等于 C 点的速度 V_C 和 V'_C。

利用速度 V_B 和 V'_B 沿 x 和 y 軸的分量，可以写出 B 点在撞击时沿这些軸向的动量增量的表达式：

$$m_B(V'_C - V_C) = I_x, \tag{48}$$

$$m_B(V'_y - V_y) = I_y, \tag{49}$$

式中 V_y 和 V'_y——撞击前后 B 点对 C 点的相对速度；

I_x 和 I_y——沿 x 和 y 軸的作用力的冲量，是冲量 I_B 沿这两个軸向的分量。

为了建立冲量 I_A；I_C；I_x 和 I_y 之間的关系式，我們研究一下构件 B 在替換质量 m_A；m_C 和 m_B 所給予的冲量作用下的平衡条件（图180）。这些平衡条件可以根据达兰貝尔原理写出。

在理想約束的条件下，令作用在构件 B 上的所有冲量在水平軸 x 上的投影之和等于零；以及这些冲量对 C 点（在 C 点上集中有质量 m_C）的冲量矩之和等于零，就足以写出构件 B 的两个平衡方程式。

撞击时将有冲量 I_N 由替換质量 m_A 作用在构件 B 上，这个冲量的方向，与构件 B 的表面在撞击点上的法綫相重合。I_N 又可以分为两个分量：垂直分量 I_a 和水平分量 I_A。由替換质量 m_B 作用

在构件$\overline{B}$上的冲量为I_B，这个冲量可以分解为两个分量：沿x和y轴的I_x和I_y。

根据冲量分解的情况，作用在构件$\overline{B}$上的所有冲量在x轴上的投影之和等于零的条件，可写作下列形式：

$$I_A = I_C + I_x + I_y \cos\alpha。 \quad (50)$$

为了建立对C点（图180)的冲量矩方程式，应当预先将冲量I_N沿其作用綫移到位于过C点的鉛直綫上的s点上，然后分解为I_A和I_a两个分量。

此后，可以将I_A；I_x；I_y等冲量的冲量矩之和等于零的条件，写作下列形式：

$$I_A h - (I_y + I_x \cos\alpha) r = 0 \quad (51)$$

或

$$\frac{I_A}{I_y + I_x \cos\alpha} = \frac{r}{h}。 \quad (52)$$

作这个机构在构件$\overline{A}$、$\overline{B}$、$\overline{C}$之間不发生撞击时的极速度图，利用这些构件之間的运动联系，就可以确定比值$\frac{r}{h}$是在C点(或构件$\overline{C}$）不动时，B点对A点的傳速比

$$\frac{cb}{ca} = \frac{r}{h} = \frac{v_y}{v_A - v_C} = -k, \quad (53)$$

式中　v_A；v_y；v_C——A、B和C点的速度，它們決定于A、B和C点在撞击位置上的約束条件（v_A和v_C是A、C两点的絕对速度，而v_y是B点对C点的相对速度)。

假設C点不动，利用A、B两点的极速度图，就可以求出此傳速比的大小。

現在建立恢复系数的表达式。假設C点和B点之間存在有約束，并且这种約束在撞击时也不破坏，而A点则在撞击前后都与B、C两点沒有联系。

当B、C两点之間在撞击前后存在着約束时，只能将撞击瞬間組合件和构件A的接触点e取作撞击点。

显然，在这种情况下，可取恢复系数等于碰撞点A和e在撞

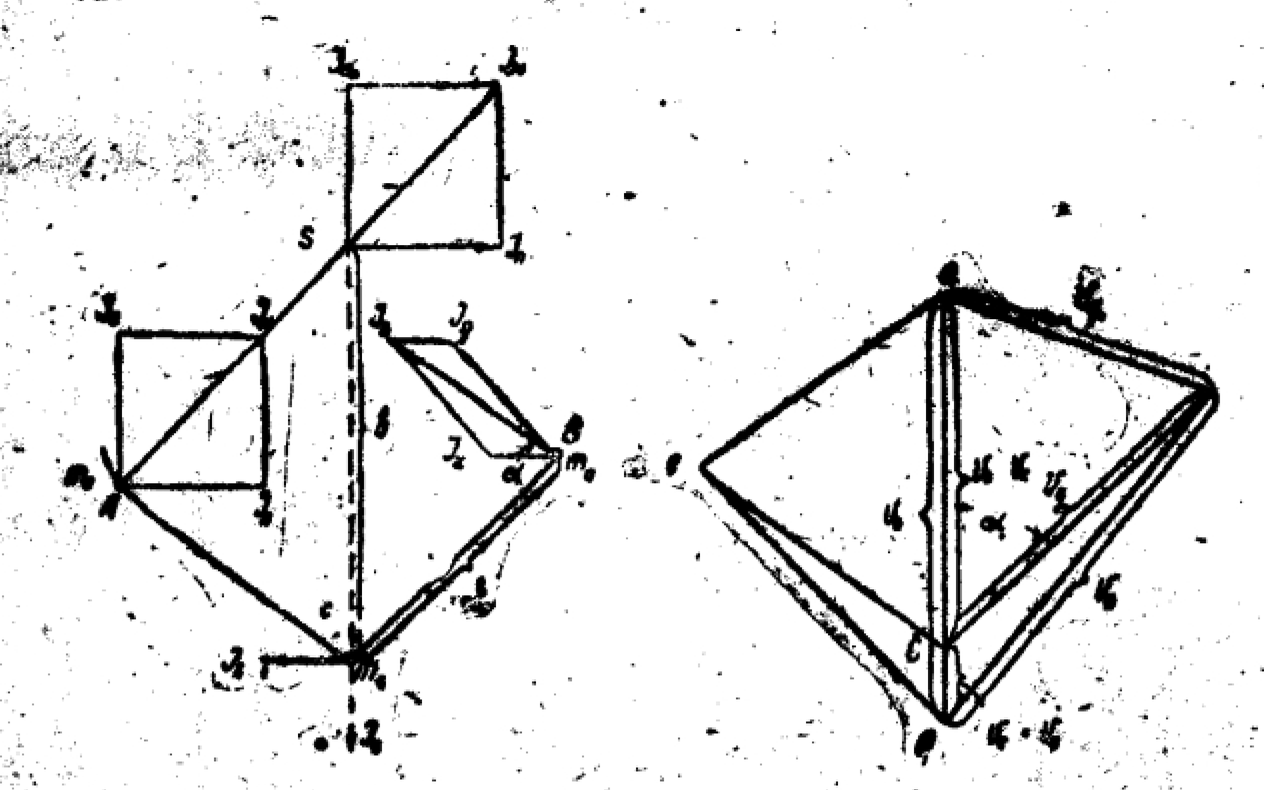


图180　冲量在构件 B 上的作用。　　　　图181　极速度图。

击前后的相对速度，在撞击表面上过撞击点的法線上投影的比值

$$b=\frac{V_e'\cos\gamma'-V_a'\cos\beta}{V_a\cos\beta-V_e\cos\gamma},\tag{54}$$

式中　V_e 和 V_e'——e 点在撞击前后的速度（图182）。

为了从（54）式中消去 β、γ 和 γ' 等角度（見图182），我們假設有某一点 a，这一点在撞击前后与 C、B 两点的关系，和撞击时 A 点与 C、B 两点的关系相同（图183）。

如果以 V_a 和 V_a' 表示 a 点在撞击前后的速度，那么就可以建立下列等式：

$$\frac{V_y}{V_a-V_C}=\frac{V_y'}{V_a'-V_C'}=k,\tag{55}$$

此式是直接由（53）式得出的，因为当 A、B 和 C 点之間有运动約束时，速度 V_a 和 V_a' 可看作是 A 点的速度。

另一方面，在 a 点于撞击前后与 B、C 两点有約束的条件下，利用极速度图，就可以确定 V_a、V_a' 和 V_e、V_e' 的关系。

根据极速度图（图184），可以写出

$$V_e\cos\gamma=V_a\cos\beta$$

和

$$V_e'\cos\gamma'=V_a'\cos\beta。$$

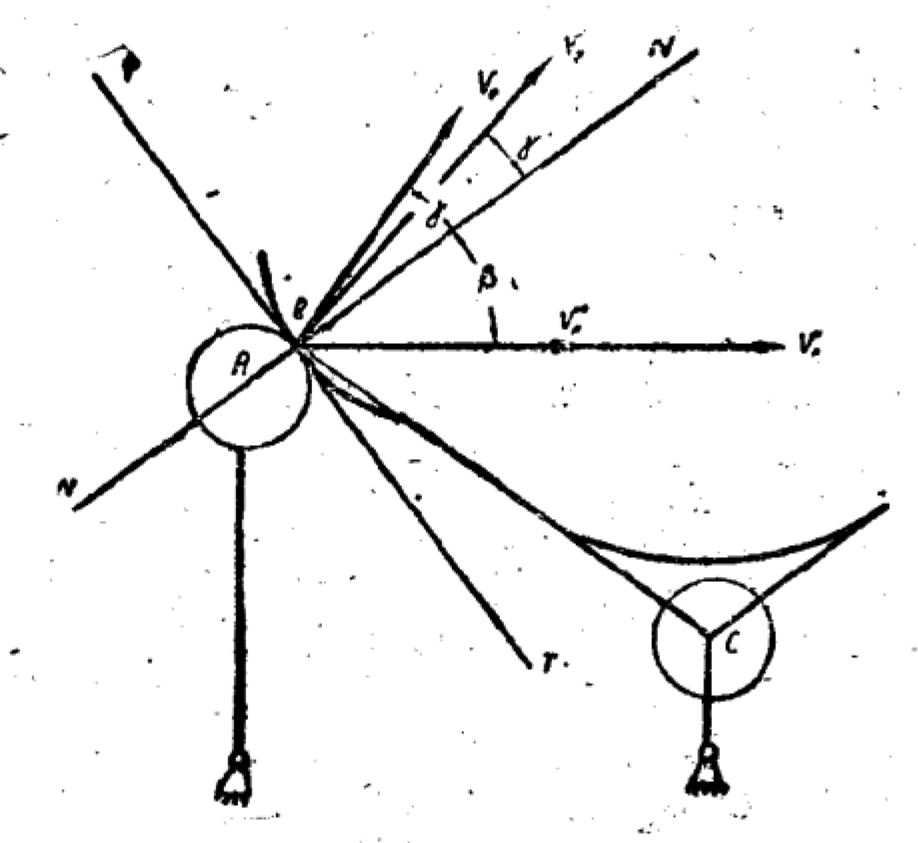


圖182　A 点的撞击略图。

根据这两个等式，恢复系数的表达式可写为：

$$b=\frac{V'_a-V'_A}{V_A-V_a}。\tag{56}$$

利用等式（55），可以消去（56）式中的速度 V_a 和 V'_a 得

$$b=\frac{V'_y-k(V'_A-V'_C)}{k(V_A-V_C)-V_y}。\tag{57}$$

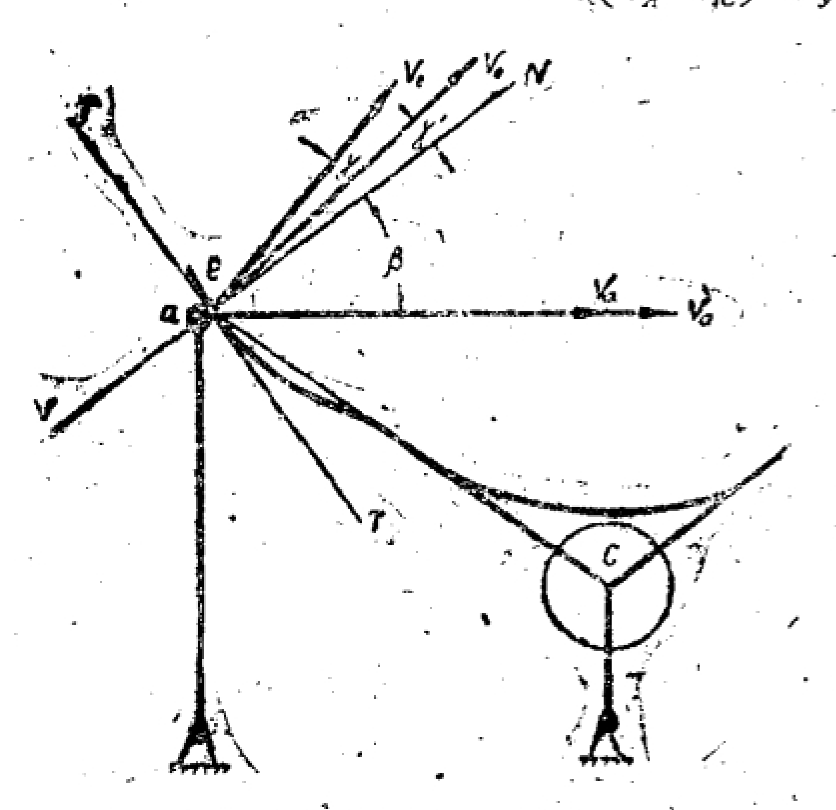


图183　确定恢复系数的略图。

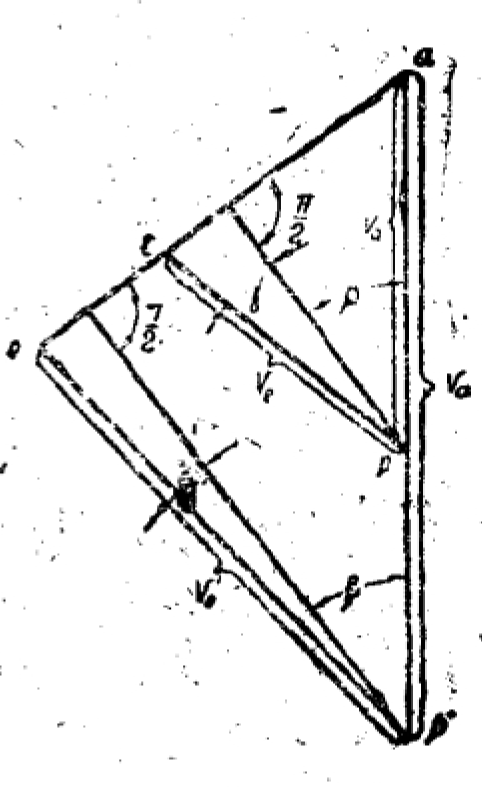


圖184　极速度图。

将(46)、(47)、(48)、(49)式中的动量增量代入(50)和(52)式，以代替相应的冲量，可得：

$$m_A(V_A-V'_A)=m_C(V'_C-V_C)+m_B(V'_C-V_C)$$
$$+m_B(V'_y-V_y)\cos\alpha,$$

$$m_A(V_A-V'_A)=km_B(V'_y-V_y)+km_B(V'_C-V_C)\cos\alpha。$$

这些表达式易于化成下列形式：

$$m_A[(V_A-V_C)-(V'_A-V'_C)]$$
$$=m_0(V'_C-V_C)+m_B(V'_y-V_y)\cos\alpha, \tag{58}$$

$$m_A[(V_A-V_C)-(V'_A-V'_C)]=km_B(V'_y-V_y)$$
$$+m'(V'_C-V_C), \tag{59}$$

式中

$$m_A+m_B+m_C=m_0,$$
$$m_A+m_Bk\cos\alpha=m'。$$

由(58)式和(59)式消去(V'_C-V_C)，可得

$$m_A(m_0-m')[(V_A-V_C)-(V'_A-V'_C)]$$
$$=m_B(m_0k-m'\cos\alpha)(V'_y-V_y)$$

或

$$\frac{k(V_A-V_C)-k(V'_A-V'_C)}{V'_y-V_y}=\frac{m_Bk^2}{m_A}\left[\frac{1-\frac{m'\cos\alpha}{m_0k}}{1-\frac{m'}{m_0}}\right]。$$

命方括弧中

$$\frac{1-\frac{m'\cos\alpha}{m_0k}}{1-\frac{m'}{m_0}}=\mu, \tag{60}$$

可得

$$\frac{k(V_A-V_C)-k(V'_A-V'_C)}{V'_y-V_y}=\frac{m_Bk^2}{m_A}\mu。 \tag{61}$$

对于恢复系数b曾得到表达式(57)。将(61)和(57)两式与两个物体正撞击时的相应表达式(1)和(2)比較，就可以发現它們相似的地方。

但是在三个物体相撞击的情况下，在(61)式和(57)式中不包括絕对速度(如以前一样)，而包括撞击前后的相对速度。

实际上，V_y和V'_y是撞击前后B点对C点的相对速度，V_A-

V_C 和 $V'_A-V'_C$ 則是撞击前后 A 点对 C 点的相对速度。

利用（61）、（57）两式和（1）、（2）两式相似的地方，可以写出撞击后相对速度 V'_y 和 $V'_A-V'_C$ 的表达式：

$$V'_y=V_y+\frac{[k(V_A-V_C)-V_y](1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_A}\mu}, \tag{62}$$

$$V'_A-V'_C=V_A-V_C-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2\mu}}。 \tag{63}$$

利用（58）和（59）式，从中消去相对速度 V_A-V_C 和 $V'_A-V'_C$ 各項，可以得 C 点在撞击后的絕对速度。

由此求得

$$(m_0-m')(V'_C-V_C)=(k-\cos\alpha)m_B(V'_y-V_y),$$

但由（60）式可得：

$$k-\cos\alpha=(\mu-1)(m_0-m')\frac{k}{m'},$$

因而得

$$V'_C-V_C=(V'_y-V_y)(\mu-1)\frac{m_B k}{m'}。 \tag{64}$$

由公式（62）、（63）、（64）即可求出撞击后的速度 V'_A、V'_C 和 V'_y。

为了求出 B 点在撞击前后的絕对速度，应当将速度 V_C、V_y 和 V'_C、V'_y 用几何方法相加。

应用（62）、（63）、（64）式时，必須首先計算速度 V'_y，然后計算速度 V'_C，最后才能計算速度 V'_A。

这些公式可以化为直接求算速度 V'_C 和 V'_A 的形式。

将（62）式中 V'_y-V_y 的表达式代入（64）式，經过簡单的整理之后，即可得出：

$$V'_C=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2\mu}}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\frac{m_A}{m'}。 \tag{65}$$

利用（65）式和（63）式，可得 V'_A 的表达式：

$$V_A'=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}\left[1-\frac{m_A}{m'}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right], \tag{66}$$

于是，为了确定該机构中各点在撞击后的速度，将有下列各式：

$$V_A'=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}\left[1-\frac{m_A}{m'}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right]; \tag{67}$$

$$V_C'=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\frac{m_A}{m'}; \tag{68}$$

$$V_y'=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\frac{m_Bk^2\mu}{m_A}}; \tag{69}$$

式中

$$\mu=1+\frac{m'(k-\cos\alpha)}{(m_0-m')k}; \tag{70}$$

$$m'=m_A+km_B\cos\alpha;$$

$$m_0=m_A+m_B+m_C。$$

当A、B、C各点之間在撞击瞬間的位置上有运动約束，同时C点静止不动时，曾取A、B两点速度的比值为傳速比k。

有时，当A、B、C各点之間在撞击瞬間的位置上有运动約束，同时A点静止不动时，取B、C两点速度的比值为傳速比k_1将更为方便。

在这种情况下，預先根据傳速比k_1，求出傳速比k，同样可以运用前面所求得的各个公式。

对于傳速比k曾得到表达式

$$k=\frac{v_y}{v_A-v_C}。$$

傳速比k_1的表达式可以写为：

$$k_1=\frac{v_{y1}}{v_A-v_C}。$$

这些表达式中的分子，即速度v_y和v_{y1}，各不相同。这一点

可以由极速度图（图181)中看出（此极速度图是为178图中的机构略图繪制的)。

利用这些极速度图，可以建立速度 v_y、v_{y1}、v_A 和 v_C 之間的关系式如下:

$$v_{y1}^2=v_y^2+(v_A-v_C)^2-2v_y(v_A-v_C)\cos\alpha。$$

用 $(v_A-v_C)^2$ 除此方程式，可得

$$\frac{v_{y1}^2}{(v_A-v_C)^2}=\frac{v_y^2}{(v_A-v_C)^2}-2\frac{v_y}{v_A-v_C}\cos\alpha+1$$

或
$$k_1^2=k^2+1-2k\cos\alpha。$$

当 $\alpha=0$ 时　$k_1=k-1$。

当　$\alpha=\frac{\pi}{2}$ 时　$k_1^2=k^2+1$。

如果已知 k_1 和 α 之值，由这些等式就可以求出 k 量。

根据前面所得出的各个公式，适当地加以变换，就能够得出一系列特殊情况的計算公式。

如果角 $\alpha=0$，图 178 中的路图就可以画成图 185 的形式。

$\alpha=0$ 时，公式（67、68、69）将取較簡单的形式。

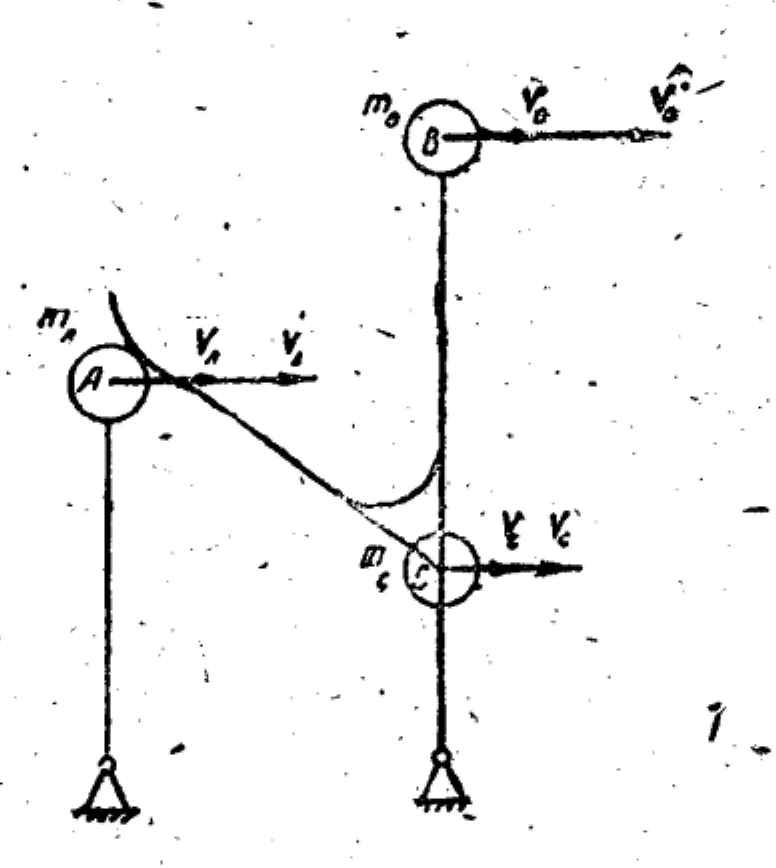


图185　$\alpha=0$ 时的机构略图。

在这种情况下，

$$\cos\alpha=1;\quad m'=m_A+km_B$$

$$\mu=\frac{(m_A+m_C)(k-1)+m_C}{[m_C-m_B(k-1)]k}。\tag{71}$$

在这种机构略图中，B 点和 C 点的速度是平行的，所以用簡单的代数加法，将 C 点的速度和 B 点对 C 点的相对速度相加，就可求得 B 点的絕对速度

$$V_B = V_C + V_y,$$
$$V'_B = V'_C + V'_y。$$

将 B 点的絕对速度代入（67）、（68）和（69）式之后，可得

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_C\frac{k-1}{k} - V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2 \mu}} \times \left[1 - \frac{m_A}{m'}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right]; \qquad (72)$$

$$V'_C = V_C + \frac{\left(V_A - V_C\frac{k-1}{k} - V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2 \mu}}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\frac{m_A}{m'}; \qquad (73)$$

$$V'_B = V_B + \frac{[V_A k - V_C(k-1) - V_B](1+b)}{1+\frac{m_B k^2 \mu}{m_A}} \times \left[1 + \frac{m_B}{m'}(\mu-1)k\right]。 \qquad (74)$$

假設角 $\alpha = \frac{\pi}{2}$，在这种条件下的机构略图将如图 186 所示。

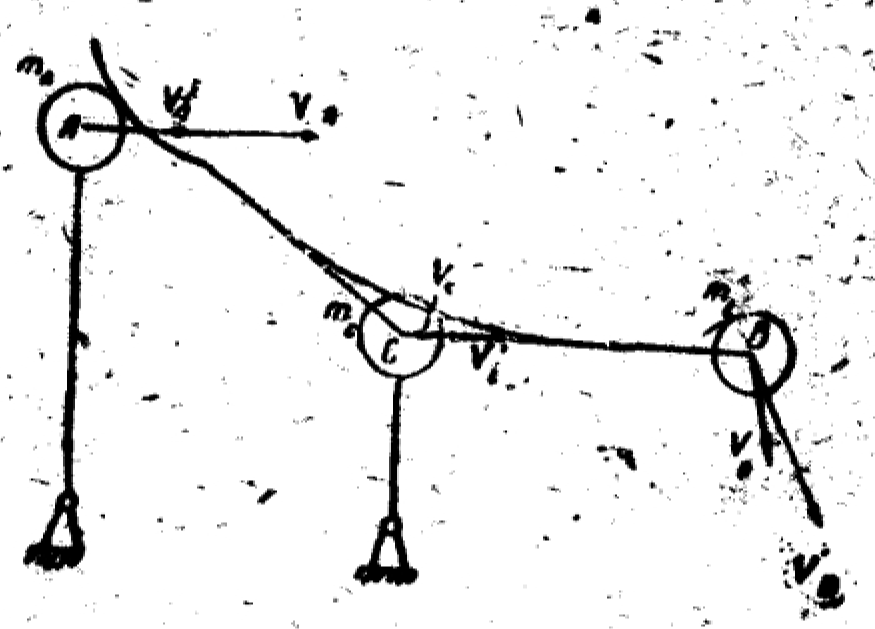


图186 $\alpha = \frac{\pi}{2}$ 时的机构略图。

这时 $\cos\alpha = 0$，$m' = m_A$，

$$\mu = 1 + \frac{m_A}{m_C + m_B} = \frac{m_0}{m_C + m_B}。 \qquad (75)$$

对于这种略图，B 点的絕对速度可按下式求出：

$$V_B=\sqrt{V_y^2+V_C^2},\qquad(76)$$

$$V_B'=\sqrt{V_y'^2+V_C'^2}。$$

如果在（67、68、69）式中，假設 $m_C=\infty$，則图 178中所示的机构略图就可以变换为图 187 的形式。

$m_C=\infty$时，系数 $\mu=1$，（67）、（68）和（69）式就化成如下的形式：

$$V_A'=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2}},\qquad(77)$$

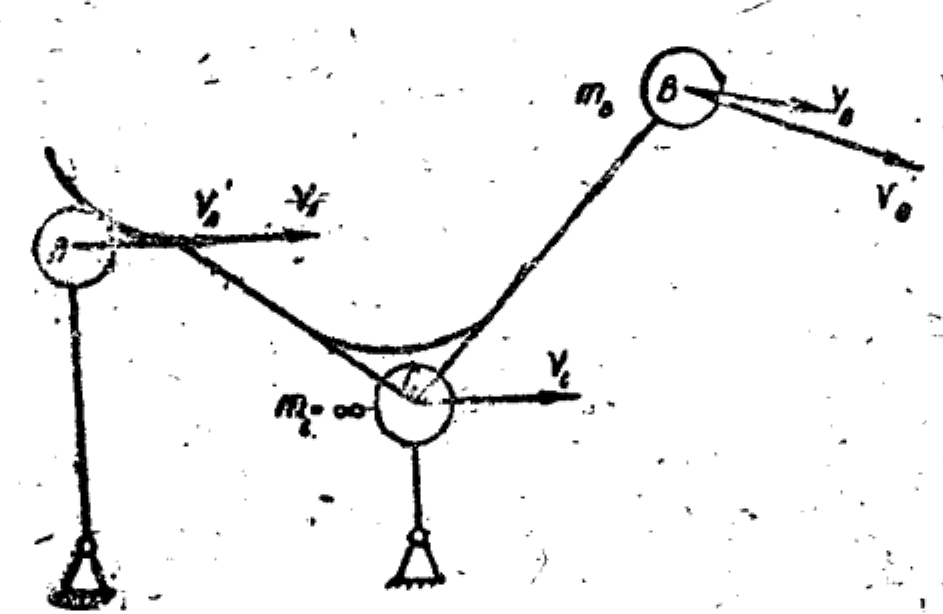


图187　$m_C=\infty$时的机构略图。

$$V_C'=V_C;\qquad(78)$$

$$V_y'=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\frac{m_Bk^2}{m_A}}。\qquad(79)$$



图188　$m_C=\infty$和$V_C=0$时的机构略图。

当 $m_C=\infty$ 和 $V_C=0$ 时，图 187 中的机构略图就变为图 188 的形式，公式（67）、（68）和（69）就化为(30)、（31）式的形式

$$V_A'=V_A-\frac{\left(V_A-V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2}},$$

$$V_B'=V_B+\frac{(kV_A-V_B)(1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_A}}。$$

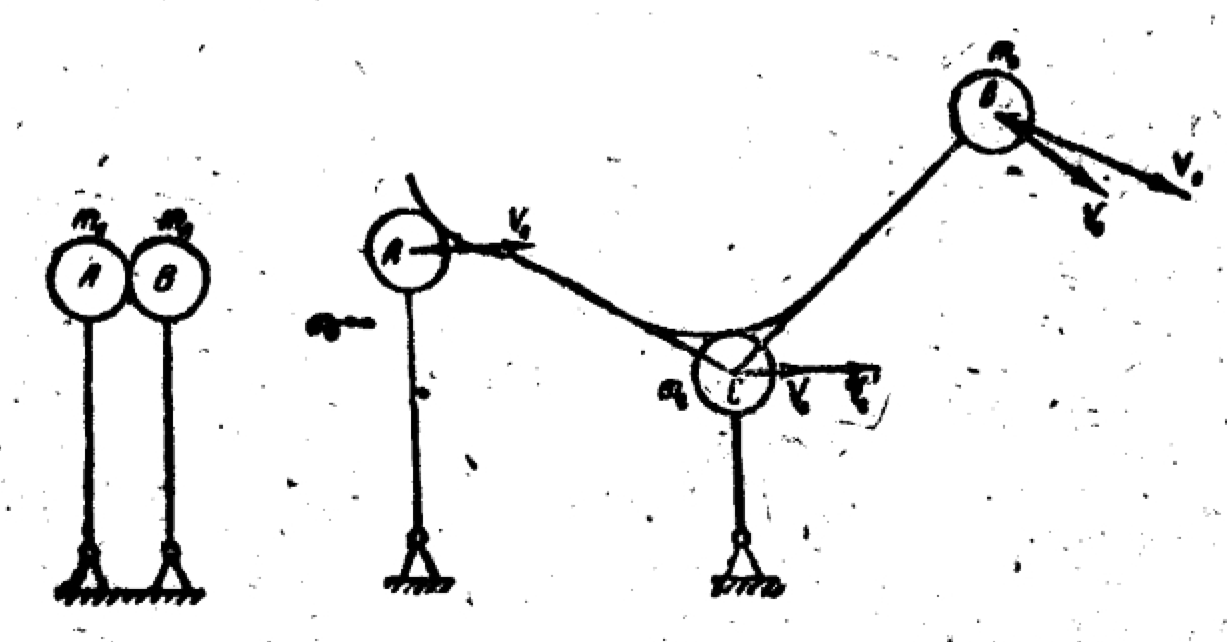


图189 $m_C=\infty$; $V_C=0$; $k=1$; $\alpha=0$ 时的机构略图。

图190 $m_A=\infty$ 时的机构略图。

如果在这些公式中取 $k=1$，可得

$$V_A'=V_A-\frac{(V_A-V_B)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B}}, \tag{80}$$

$$V_B'=V_B+\frac{(V_A-V_B)(1+b)}{1+\frac{m_B}{m_A}}, \tag{81}$$

也就是說，这些公式与两个物体正撞击的公式相同。这也是应該想得到的，因为在这种情况下，机构略图可以化为图 189 的形式。

在某些情况下，机构构件撞击时 $m_A=\infty$，机构略图如图 190

所示。

当 $m_A=\infty$和 $k>\cos\alpha$ 时，可得:

$$\frac{m_A}{m'}=\frac{1}{1+\frac{m_B k\cos\alpha}{m_A}}=1; \tag{82}$$

$$\mu=1+\frac{m_A+km_B\cos\alpha}{m_B+m_C-km_B\cos\alpha}\cdot\frac{k-\cos\alpha}{k}=\infty; \tag{83}$$

$$\frac{m_A}{\mu}=\frac{k(m_0-m')m_A}{m_0k-m'\cos\alpha}=k\frac{m_C+m_B(1-k\cos\alpha)}{k-\cos\alpha}。 \tag{84}$$

因此，当 $m_A=\infty$时，

$$V'_A=V_A; \tag{85}$$

$$V'_C=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}; \tag{86}$$

$$V'_y=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\frac{m_Bk^2\mu}{m_A}}。 \tag{87}$$

如果 $m_A=\infty$时$V_A=0$，则（86）和（87）式将化为:

$$V'_C=V_C-\frac{\left(V_C+V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}, \tag{88}$$

$$V'_y=V_y-\frac{(V_Ck+V_y)(1+b)}{1+\frac{m_Bk^2\mu}{m_A}}。 \tag{89}$$

如果在 $m_A=\infty$和$V_A=0$时，还有 $\alpha=0$，则

$$\frac{m_A}{\mu}=k\frac{m_C+m_B(1-k)}{k-1}。$$

将此式代入V'_C的表达式中，便得:

$$V'_C=V_C-\frac{\left(V_C+V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+k\frac{m_C+m_B(1-k)}{(k-1)m_Bk^2}} \tag{90}$$

或

$$V'_C=V_C-\frac{\left[V_C+(V_C+V_y)\frac{1}{k-1}\right](1+b)}{1+\frac{m_C}{m_B(k-1)^2}}。 \tag{91}$$

在（91）式中，k 是在构件$\overline{C}$不动时，构件$\overline{B}$上的B点对构

件$\overline{A}$的傳速比，而（$k-1$）则是在构件$\overline{A}$不动时，构件$\overline{B}$上的B点对构件$\overline{C}$的傳速比。

和前面一样，引入符号$k_1=k-1$，则得

$$V_C'=V_C-\frac{\left[V_C+(V_C+V_y)\frac{1}{k_1}\right](1+b)}{1+\frac{m_C}{m_B k_1^2}}。\tag{92}$$

式中　V_C+V_y是构件$\overline{B}$上B点的絕对速度（在$\alpha=0$时）。

利用（88）和（89）式，可以得出撞击后絕对速度$V_C'+V_y'$的表达式：

$$V_C'+V_y'=V_C+V_y-\frac{(V_C k_1+V_C+V_y)(1+b)}{1+\frac{m_B k_1^2}{m_C}}。$$

如果在$m_A=\infty$和$V_A=0$时$\alpha=\frac{\pi}{2}$，则

$$\mu=1+\frac{m_A}{m_C+m_B}=\infty;$$

$$\frac{m_A}{\mu}=m_C+m_B;$$

$$\frac{m_A}{m'}=1。$$

这时可求得V_y'和V_C'的表达式如下：

$$V_C'=V_C-\frac{\left(V_C+V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_C+m_B}{m_B k^2}},\tag{93}$$

$$V_y'=V_y-\frac{(V_C k+V_y)(1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_C+m_B}}。\tag{94}$$

上面所求得的这些公式，可用以研究自动武器中，各机构构件在自动机工作时整个武器可沿导軌作平行于枪膛軸綫移动，即武器緩冲时的撞击。

例如，图191示出枪机开鎖机构的略图。在这里，枪机框在开鎖时撞击枪机。不难証实，这种撞击可以化为图178所示的情况。

图192表示枪机开鎖机构的略图。在这个机构中，閉鎖杠杆

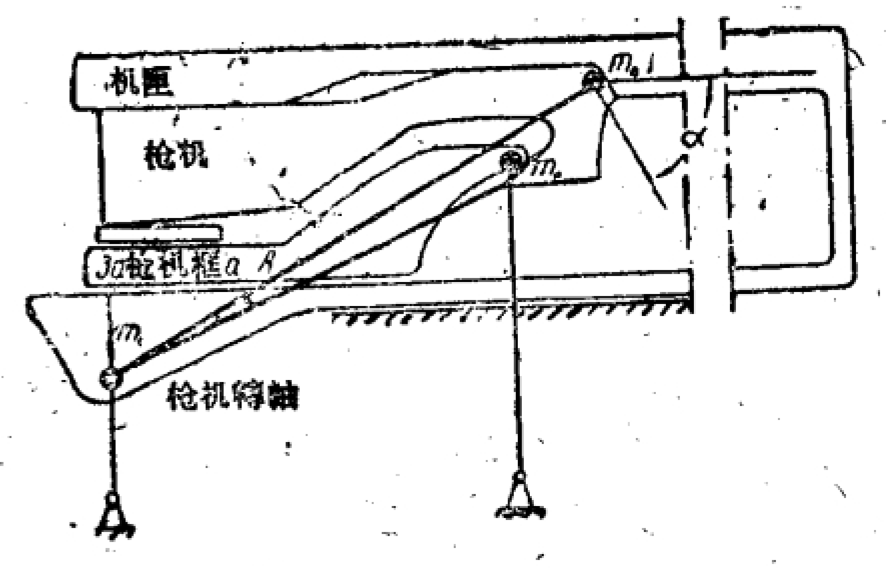


图191　枪机开鎖机构的略图。

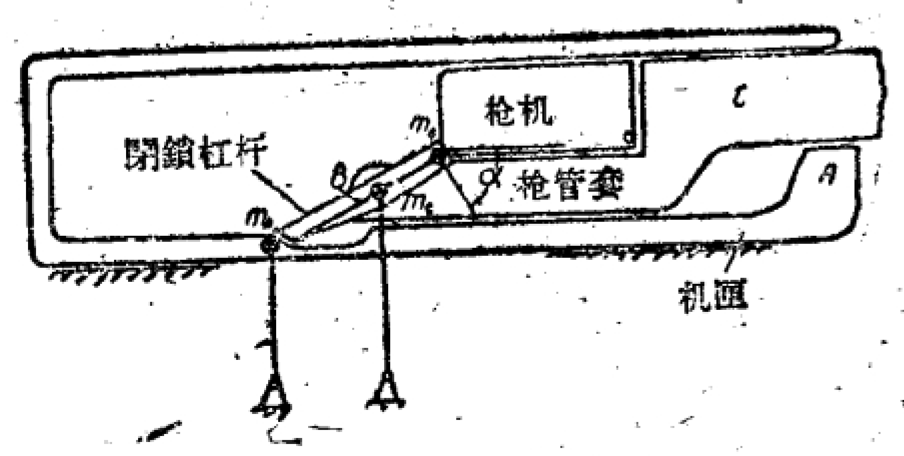


图192　枪机开鎖机构的略图。

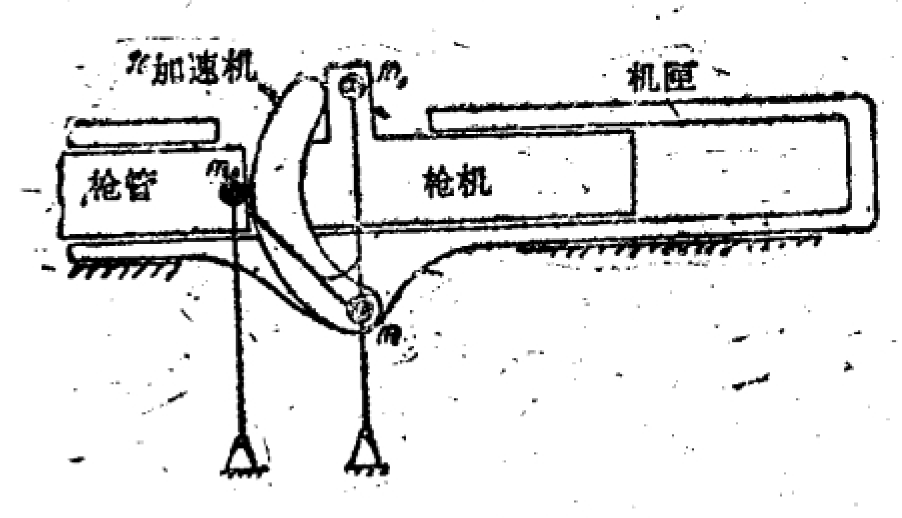


图193　加速机构的略图。

在开鎖时撞击机匣的凸出部。閉鎖杠杆装在枪管套上，枪管套在开鎖前与枪管和枪机一同移动。这个略图也可化为图178的形式。

图193表示机枪加速机构的略图。在此机构工作时，枪管通过与机匣連接的加速机撞击枪机。此机构的略图可化为图185的

形式。

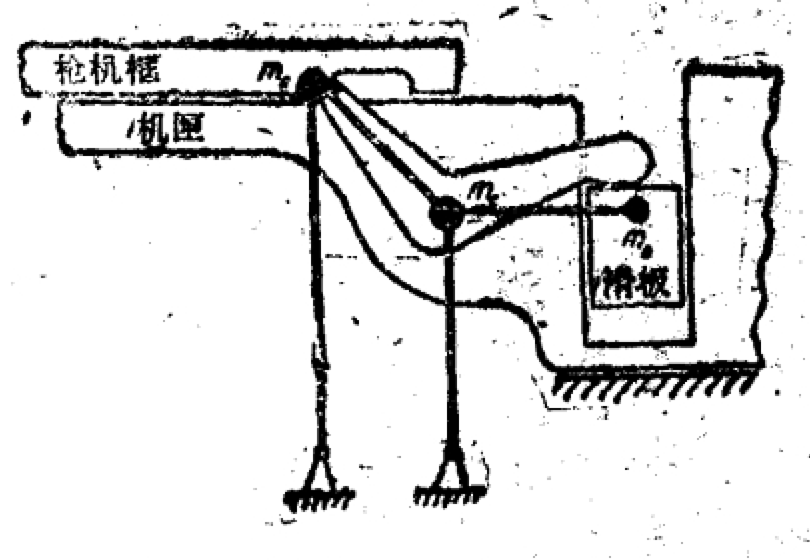


图194　弹鏈供彈机构的略图。

图 194 表示一杠杆式彈鏈供彈机构的略图。在此机构工作时，枪机框通过固定在机匣上的供彈杠杆撞击撥彈滑板。此机构的略图可以化为图 186 的形式 $\left(\alpha=\frac{\pi}{2}\text{时}\right)$。

图 195 表示抛壳的略图（考虑到整个武器的纵向移动）。在此略图中，彈壳的质量可以用集中在 B、C 两点上的两个质量来替换。枪机的质量集中在 C 点，机匣的质量集中在 A 点。此略图与图178相似。

如果抛壳在机匣硬性固定时进行，就应当取 $m_A=\infty$。

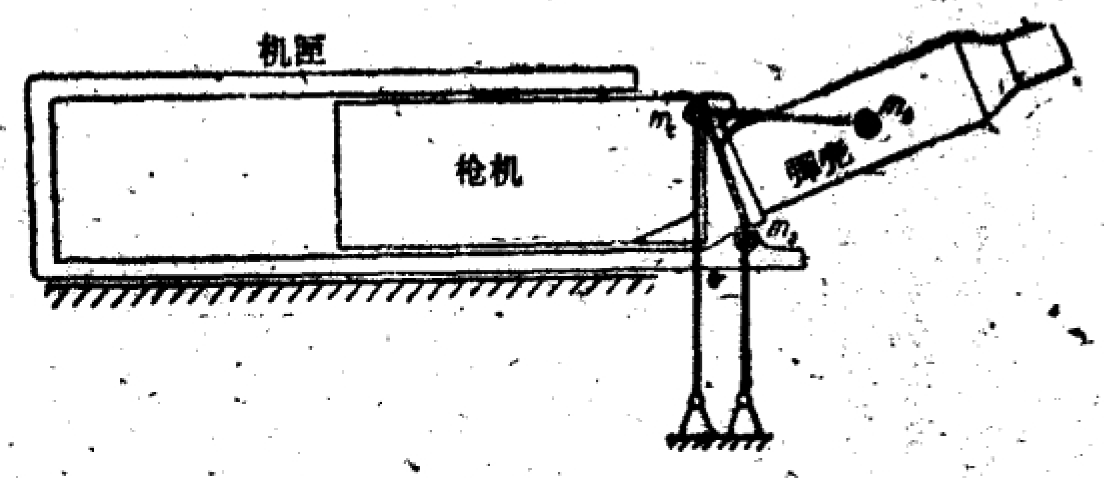


图195　抛壳机构的略图。

上面这些略图包括了自动武器各机构构件在武器緩冲时的主要撞击情况。利用上述方法，也可以将許多其他的机构略图化为图178、185和 186 的形式。

現在我們研究一下如何运用上面所讲的公式来計算撞击后各机构构件的运动諸元。

茲以德普式机枪中枪机框在开鎖时对閉鎖卡鉄的撞击为例。

图 196 給出此机构的工作略图，而图 197 則表示撞击质量用

替换质量代替后的原理图。

在研究这个撞击时，我們假設枪机可与机匣和枪管同时作纵向移动（沿枪膛軸）。

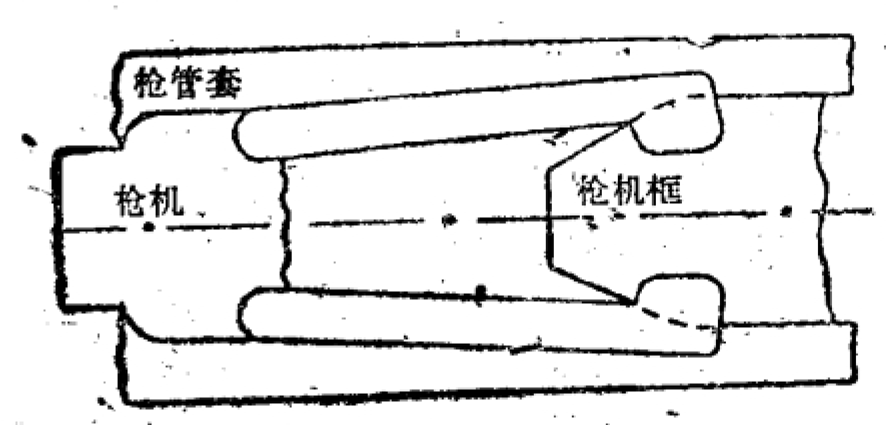


图196　德普式机枪中枪机开鎖机构略图。

枪机框在撞击閉鎖卡鉄以前和撞击以后，都可以在机匣的导槽內作纵向移动。

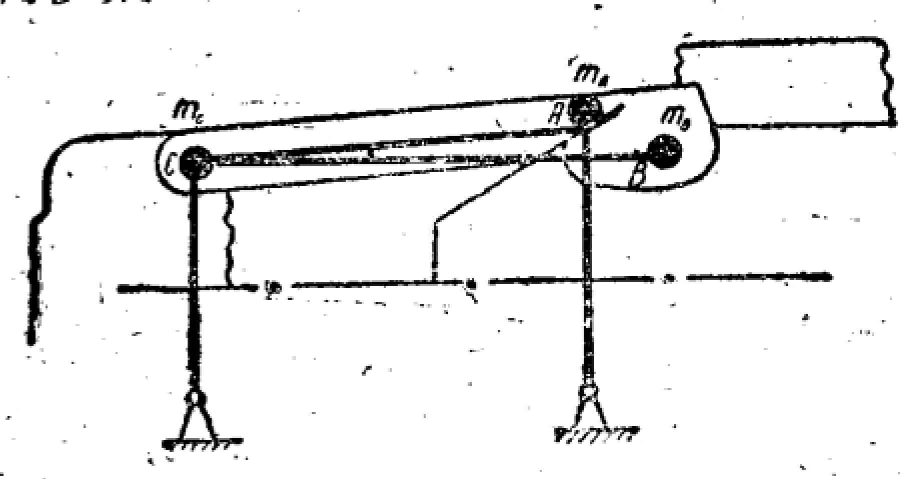


图197　原理图。

閉鎖卡鉄承受枪机框的撞击，并在此撞击的作用下，向內收攏。

把机匣、枪机框和閉鎖卡鉄的质量用替换质量替換之后，就可得到图 197 所示的机构略图，对于本例的具体撞击情况而言，各替换质量为：

$$m_A = 0.081\frac{公斤\cdot秒^2}{米};$$

$$m_C = 1.325\frac{公斤\cdot秒^2}{米};$$

$$m_B = 0.01\frac{公斤\cdot秒^2}{米}。$$

利用极速度图（图198），可以确定在C点固定不动时，B点对A点的傳速比为

$$k=0.425。$$

A点和B点的速度之間的夹角α（当C点不动时）可以根据机构略图（图197），或由极速度图（图198）中求出，$\alpha=94°$。

有了这些数据之后，如果知道A、B和C点在撞击前的速度，就可以根据公式(62)、(65)和(67)求出机匣（C点）和枪机框（A点）在撞击后的速度。

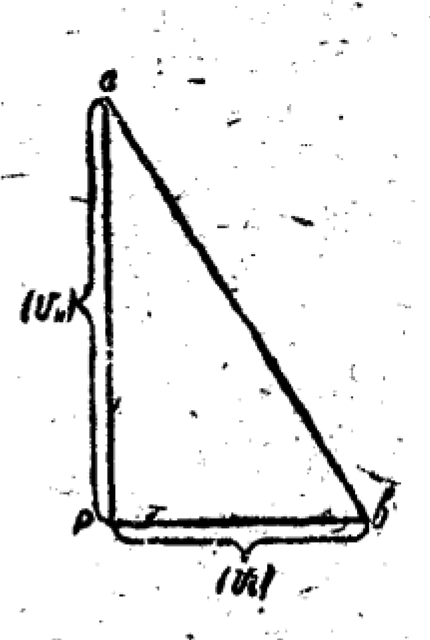


图198 极速度图。

根据对德普式机枪自动机工作的实驗研究就可知道，在这个撞击以前，机匣（C点）同枪机的速度为$V_C=0.319$米/秒，枪机框（A点）的速度为$V_A=7.2$米/秒，閉鎖卡鉄（B点）对机匣（C点）的相对速度等于零。

将这些量代入（67）和（68）式中，就可求得枪机框在撞击后的速度为

$$V_A'=7.05\text{米/秒},$$

机匣在撞击后的速度为

$$V_C'=0.329\text{米/秒}。$$

如果假設机匣在撞击时为硬性固定，則枪机框在撞击后的速度将为$V_A'=7.045$米/秒。

正如我們所看到的，在这种撞击的情况下，考虑机匣的运动与否，对計算的結果沒有很大影响。这是由于机匣的速度不大，同时閉鎖卡鉄的质量与机匣和枪机框的质量比較起来也很小的緣故。

在另一种质量和速度的比例关系中（例如在加速机构工作时产生的撞击），考虑机匣或机箱的运动，会对計算的結果产生很大的影响。

例如，若在加速机构（图193）工作时，枪管通过加速机的杠杆撞击枪机和机匣，则在不考虑加速机杠杆的质量时，枪管、枪机和机匣在撞击后的速度可按（72）、（73）和（74）式算出

$$V'_A=V_A-\frac{\left(V_A-V_C\frac{k-1}{k}-V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}\times\left[1-\frac{m_A}{m'}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right];\quad(95)$$

$$V'_C=V_C+\frac{\left(V_A-V_C\frac{k-1}{k}-V_B\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_Bk^2\mu}}\times\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\frac{m_A}{m'};\quad(96)$$

$$V'_B=V_B+\frac{[V_Ak-V_C(k-1)-V_B](1+b)}{1+\frac{m_Bk^2\mu}{m_A}}\times\left[1+\frac{m_B}{m'}(\mu-1)k\right];\quad(97)$$

式中

$$\mu=\frac{(m_C+m_A)(k-1)+m_C}{[m_C+m_B(1-k)]k},\quad m'=m_A+km_B,$$

V_A；V_C；V_B——枪管、机匣和枪机在撞击前的速度；

V'_A；V'_C；V'_B——枪管、机匣和枪机在撞击后的速度；

k——在机匣不动时，枪机对枪管的傳速比；

b——恢复系数；

m_A，m_C，m_B——枪管、机匣和枪机的质量。

如果設　$V_A=V_B=4$米/秒；$V_C=0$；$k=2$；$b=0.4$；

$m_A=0.2$公斤·秒²/米；$m_C=1$公斤·秒²/米；

$m_B=0.1$公斤·秒²/米。

则利用前面列举的公式，就可以算出：

$V'_A=2.17$米/秒；$V'_C=0.186$米/秒；$V'_B=5.8$米/秒。

如果不考虑机匣的运动（$m_C=\infty$和$V_C=0$），那么在枪机加速机构工作时，应該运用下列公式来計算枪管和枪机在撞击后的

速度

$$V'_A = V_A - \frac{\left(V_A - V_B \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2}},$$

$$V'_B = V_B + \frac{(kV_A - V_B)(1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_A}}。$$

将有关数值代入此二式中，便得

$$V'_A = 2.12\text{米/秒}$$

$$V'_B = 6.14\text{米/秒}$$

計算的結果説明，机匣的运动■枪机加速机的工作，以及枪机加速机的工作对机匣的运动，都有很大的影响。

以上列举的各个公式，在研究火炮半自动机中各机构构件的运动时，也可以运用。

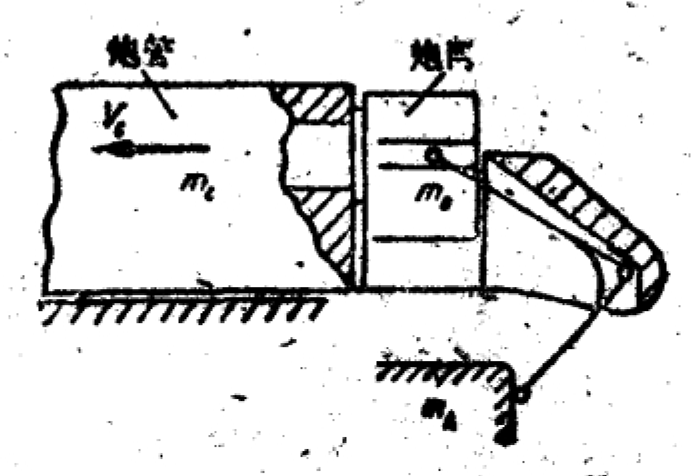


图199　开門机构略图。

在楔式炮門自动开鎖时，开鎖杠杆常常要撞击卡板，同时，开鎖杠杆的另一臂就撞击炮門，而使炮門打开(图199)。

忽略开鎖杠杆的质量，就可以把这种撞击情况用图200所示的略图示出，并且可以运用（93、94）式● 来求炮管和炮門在撞击后的速度，即

$$V'_C = V_C - \frac{\left(V_C - V_y \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_C + m_B}{m_B k^2}},$$

$$V'_y = V_y + \frac{(V_C k - V_y)(1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_C + m_B}},$$

式中　V_C，V'_C——后座部分（炮管）在撞击前后的速度；

● 在这些公式中符号的变更，是由于速度V_C和V'_C的正方向发生变化(見图191)。

V_y，V'_y——炮閂在撞击前后对后座部分的相对速度；

m_C，m_B——后座部分除炮閂以外的质量和炮閂的质量；

k——炮管（构件 C）不动时，搖架（构件 A）对炮閂（构件 B）的傳速比。

对于半自动炮閂的开閂机构，炮閂在撞击前对炮管的相对速度常等于零（$V_y=0$）。

考虑到这一点以后，便可将上面两个公式写作如下的形式：

$$V'_C=V_C\left(1-\frac{1+b}{1+\frac{m_C+m_B}{m_B k^2}}\right), \tag{98}$$

$$V'_y=V_C\frac{k(1+b)}{1+\frac{m_B k^2}{m_C+m_B}}。 \tag{99}$$

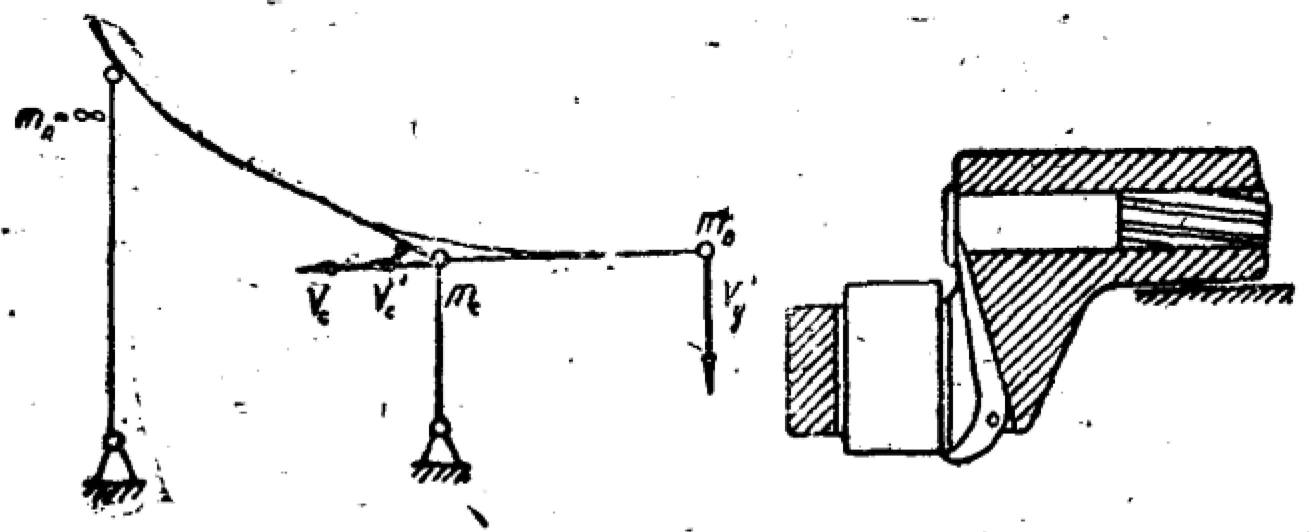


图200　原理图。　　图201　抽壳机构略图。

在抽壳机构工作时，炮閂撞击抽筒子的下臂，其上臂就抽出彈壳（图201）。不考虑抽筒子的质量时，就可以用图 202 所示的略图来代替实际机构。

計算炮管、炮閂和药筒在炮閂撞击抽筒子后的速度时，可以利用(67)、(68)、(69)各式：

$$V'_A=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2\mu}}\left[1-\frac{m_A}{m'}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\right]; \tag{100}$$

$$V'_C=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_A}{m_B k^2\mu}}\left(\frac{\mu-1}{\mu}\right)\frac{m_A}{m'}; \tag{101}$$

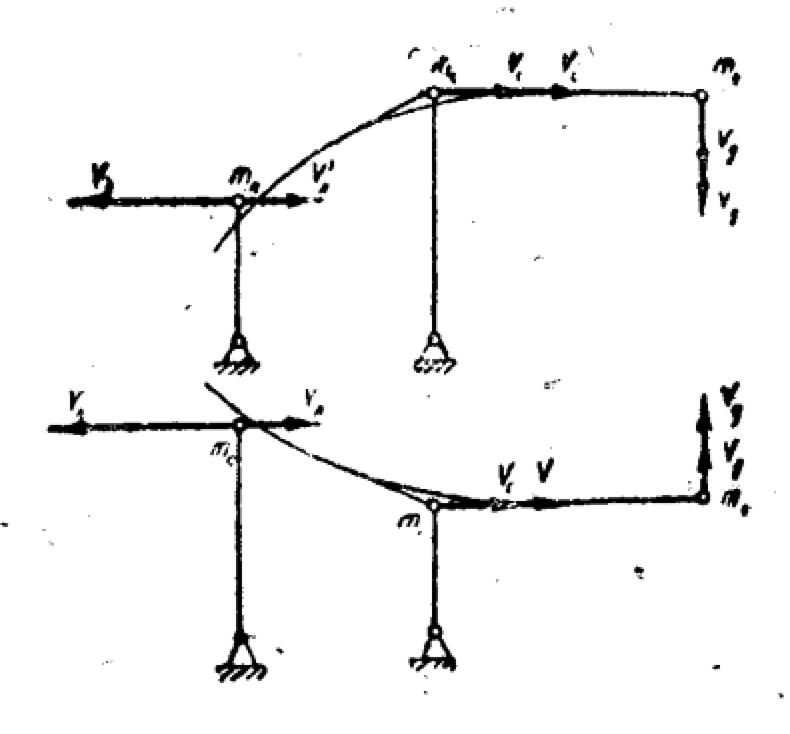


图202 机构原理图。

$$V'_y=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\dfrac{m_Bk^2\mu}{m_A}}。\tag{102}$$

当 $\alpha=\frac{\pi}{2}$时，

$$\mu=\frac{m_0}{m_C+m_B};\quad m'=m_A;\quad m_0=m_A+m_B+m_C。$$

将μ、m'、m_0的表达式代入上列三式，便得：

$$V'_A=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\dfrac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\dfrac{m_A(m_C+m_B)}{m_0m_Bk^2}}\left(\frac{m_C+m_B}{m_0}\right);$$

$$V'_C=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\dfrac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\dfrac{m_A(m_C+m_B)}{m_0m_Bk^2}}\frac{m_A}{m_0};$$

$$V'_y=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\dfrac{m_0m_Bk^2}{m_A(m_C+m_B)}}。$$

这些公式也可以写为：

$$V'_A=V_A-\frac{\left(V_A-V_C-V_y\dfrac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\dfrac{m_A}{m_C+m_B}+\dfrac{m_A}{m_Bk^2}};\tag{103}$$

$$V_C'=V_C+\frac{\left(V_A-V_C-V_y\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_C+m_B}{m_A}+\frac{m_C+m_B}{m_Bk^2}};\qquad(104)$$

$$V_y'=V_y+\frac{[(V_A-V_C)k-V_y](1+b)}{1+\frac{m_Bk^2}{m_A}\left(1+\frac{m_A}{m_C+m_B}\right)}。\qquad(105)$$

在这些公式中:

V_A、V_A'——药筒在撞击前后的速度;

V_C、V_C'——炮管在撞击前后的速度;

V_y，V_y'——炮閂在撞击前后对炮管的相对速度;

m_A，m_C，m_B——药筒、炮管和炮閂的质量;

k——在炮管不动时，炮閂对药筒的傳速比;

b——恢复系数。

在抽壳机构工作之前，药筒和炮管一起移动，所以 $V_A=V_C$。

在这种条件下，考虑到速度 V_y 和V_y'的方向之后，公式(103、104、105）就可以写作如下的形式:

$$V_A'=V_C-V_y\frac{(1+b)\frac{1}{k}}{1+\frac{m_A}{m_C+m_B}+\frac{m_A}{m_Bk^2}};\qquad(106)$$

$$V_C'=V_C+V_y\frac{(1+b)\frac{1}{k}}{1+\frac{m_C+m_B}{m_A}+\frac{m_C+m_B}{m_Bk^2}};\qquad(107)$$

$$V_y'=V_y-V_y\frac{1+b}{1+\frac{m_Bk^2}{m_A}\left(1+\frac{m_A}{m_C+m_B}\right)}。\qquad(108)$$

在这些公式中，傳速比 k 可以用药筒在炮管不动时对炮閂的傳速比 $k_1=\frac{1}{k}$ 来代替。取

$$1+\frac{m_A}{m_C+m_B}\approx1,$$

在实际計算中，由于药筒质量 m_A 比炮管和炮閂的质量小得多，公式（106）和（107）可大为簡化。

这时（106)、(107）和（108)等式最后可以写为:

$$V_A'=V_A-V_y\frac{(1+b)k_1}{1+\frac{m_Ak_1^2}{m_B}};\qquad(109)$$

$$V'_y = V_y \left[1 - \frac{1+b}{1+\frac{m_B}{m_A k_1^2}} \right]; \tag{110}$$

$$V'_C = V_C + V_y \frac{(1+b)k_1}{1+\frac{m_A k_1^2}{m_B}} \cdot \frac{m_A}{m_C+m_B}。 \tag{111}$$

在 V'_C 的計算式中第二項有乘数 $\frac{m_A}{m_C+m_B}$，此量比 1 要小得多，所以在实际計算时，可以取 $V'_C = V_C$，而不考慮炮管速度的变化（抽壳机工作时，后座部分速度的变化）。

在这里，三个物体撞击后的速度計算公式都是在理想約束的条件下推导出来的。如果要考慮約束的非理想性，可在这些計算式中引入冲量效率，犹如在处理两个构件撞击时的速度計算式一样（見 315 頁）。

§5 自动武器中撞击零件强度計算的若干情况

自动机工作时，常常产生大量的、各种不同的撞击，从而导致各个零件的破坏，限制了整个武器使用的期限。所以，为了增加自动武器的寿命和保障自动机动作的可靠性，必須特別注意保証各个承受撞击負荷的零件的强度。

一般地說，研究零件在撞击負荷作用下的应力和变形，是很困难的，因为它需要考慮大量的、各种不同的因素。

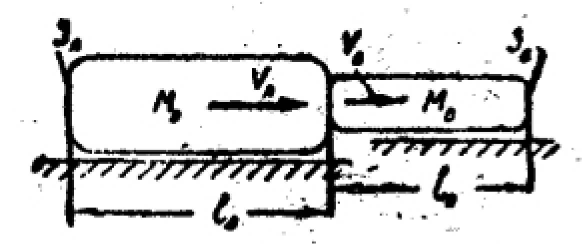


图203 两个棱形物体撞击的略图。

在靜負荷作用下，提高零件强度的一般方法，在撞击負荷作用下往往完全不能适用。有时候为了提高零件在撞击負荷作用下的强度，反而采取一些降低零件靜荷强度的措施。

例如，零件在撞击負荷作用下发生弯曲变形时，增大零件支撑点之間的距离，就会提高零件的强度。但当零件承受靜力作用而弯曲时，这样做的結果会增大弯矩，致使零件的强度降低。

对撞击零件的結构稍加改进，往往会大大减輕应力的集中，

从而增加零件的使用期限。

这里所談的，都是在研究自动武器中承受撞击負荷的零件的强度时所产生的巨大困难。

由于有这些困难，就使得决定承受撞击負荷的某些零件的最合理尺寸时，主要只有根据实验研究和在各式自动武器中采用类似零件的經驗来进行选择。

下面我們将根据变形的能量，来推导零件承受撞击負荷时强度的近似計算方法。

这种方法主要在于，把新設計的零件和現有武器中在結构和用途上与之相似的零件的强度进行比較。

現在我們用两个簡单的例子来説明这种方法的实质。

首先，我們假設有两个棱形物体相撞击（图203）。

如果这两个物体的横断面面积相差不大，就可以认为撞击时的变形是分布在这些物体的整个体积内的。

假設撞击时只有彈性变形，就可以求出轉化为物体变形势能的动能。

很明显，在撞击的第一阶段結束时，撞击体的速度相等（$b = 0$），撞击体内所积势能最多。

在計算撞击时动能損失的公式（6）中，取 $b = 0$，可得：

$$\Delta E = \frac{1}{2}\ \frac{M_A M_B}{M_A + M_B}(V_A - V_B)^2,$$

式中 M_A和 M_B——撞击体的质量；

V_A 和 V_B——撞击体的速度。

如令撞击体变形的势能等于动能損失 ΔE，便得：

$$T_A + T_B = \frac{1}{2}\ \frac{M_A M_B}{M_A + M_B}(V_A - V_B)^2,$$

式中 T_A 和 T_B——相撞击的棱形体变形的势能。

两物体之間势能的分配可按下式求出：

$$\frac{T_A}{T_B} = \frac{s_B l_A}{s_A l_B},$$

式中 s_A、l_A 和 s_B、l_B——撞击体的横断面面积和撞击体的长度。

联立解上面两个方程式，就可求得每个物体变形的势能，有了这个变形势能，就可以按照下列公式算出邻近撞击表面的断面上的最大应力：

$$\sigma=\sqrt{\frac{6T_AE}{s_Al_A}},$$

式中　E——楊氏彈性系数。

这个公式是根据这样一种假設得出的：变形在物体长度上的分布，与各断面到撞击表面的距离成正比，即

$$dT_x=\frac{\sigma_x^2sdx}{2E}\;;\;\;\frac{\sigma_x}{\sigma}=\frac{x}{l};$$

$$T_x=\int_0^l dT_x=\int_0^l\frac{\sigma_x^2sdx}{2E}=\int_0^l\frac{\sigma^2sx^2dx}{2El^2},\tag{112}$$

由此得

$$T_x=\frac{\sigma^2sl}{6E}。\tag{113}$$

現在我們来研究一个計算撞击强度的簡单情况。实际上，撞击零件的形状很复杂，其变形的特点也很复杂，不可能作全面的分析和計算。然而，如能定出撞击零件之間变形分布的近似性质，也就可能解决如何正确地选擇零件的尺寸以保証其强度的問题。

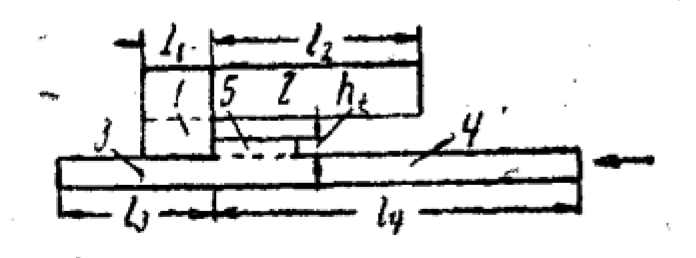


图204　枪机框对枪机撞击的略图。

玆以棱形枪机和枪机框在連接时的撞击情况为例，来解决枪机突出部1的强度問题（图204）。枪机框上的突出部5撞击枪机上的突出部1；在撞击瞬間，枪机框的运动速度为V_A，枪机靜止不动。

假設，撞击时枪机上的突出部1受到弯曲，突出部5受到剪

切；枪机上的部分 2（长度为 l_2）受到拉伸（由于惯性結果），枪机框上的部分 4 受到压縮，而枪机框上的部分 3 受到拉伸；在突出部 1 和 5 之間发生最大变形的瞬間产生反作用力，其值以 p 表示之。

如上所述，枪机框和枪机在最大变形瞬間的共同速度为 V_{AB}，以 T_1；T_2；T_3；T_4；T_5 分别表示零件上各个变形部分的势能，可得：

$$T_1+T_2+T_3+T_4+T_5=\frac{1}{2}\frac{M_A M_B}{M_A+M_B}V_{A}^2, \qquad (114)$$

$$T_1=\int_0^h \frac{p^2y^2dy}{2EI}=\frac{p^2h^3}{6EI},$$

式中 h——突出部的高度；

I——突出部断面的惯性矩。

如果以 s_2 表示枪机上部分 2 的横断面面积，根据上述理由，可将势能 T_2 写为

$$T_2=\frac{\sigma^2 s_2 l_2}{6E}。$$

但是 $\sigma=\frac{p}{s_2}$，所以

$$T_2=\frac{p^2l_2}{6Es_2};$$

$$T_5=\frac{\tau^2 s_5 h}{2G}=\frac{p^2h}{2Gs_5}$$——剪切势能；

（s_5——突出部的横断面面积）；

$$T_3=\frac{p^2l_3}{6Es_3}$$——根据与求 T_2 的相同的道理求得；

（s_3——在部分 3 上枪机框的横断面面积）；

$$T_4=\frac{p^2l_4}{6Es_4}$$——与 T_3 相同；

（s_4——在部分 4 上枪机框的横断面面积）。

将所求出的 T_1；T_2；T_3；T_4；T_5 之值代入（114）式，并对 p 求解，然后便可求出突出部 1 的未知（有条件的）弯曲应力

$$\sigma=\frac{ph}{W},$$

式中　W——突出部断面的断面系数。

对現有的結构和新設計的結构进行同样的計算，比較在这两种情况下得出的应力之值，就可肯定新設計的結构比現有的結构是否要坚固一些。

所研究的这个例子，是自动机各活动部分撞击的情况。

在自动武器各机构构件发生斜撞击时，可以利用下列公式来計算撞击时在撞击面上的作用力：

$$\sum_{i=1}^{i=n} T_i = \frac{1}{2} \frac{m_A m_B}{m_A + m_B k^2} (V_A k - V_B)^2,$$

式中　m_A 和 m_B——撞击构件 A 和 B 的替换质量；

V_A，V_B——替换质量 m_A 和 m_B 在撞击前的速度；

k——替换质量 m_B 对替换质量 m_A 的傳速比；

T_i——撞击零件在 n 个部分中某一部分的变形势能。

在此公式中，我們使各撞击构件的变形势能之和等于这些构件在撞击时的动能的总损失（$b=0$ 时）。

这个公式可用以研究枪机側傾閉鎖的閉鎖机构中各零件的撞击强度（枪机閉鎖和开鎖时的撞击），也可用以研究杠杆式加速机构中各零件的撞击强度，等等。

在研究新設計的武器中自动机零件的强度时，利用专門制造的試件来测量所設計的零件的变形和应力，是有利的。在試件上（或武器上）以实驗方法确定自动机各活动部分的变形，可以利用电气应变仪和表层塗漆法❶来进行。表层塗漆法能够很精确地确定零件最大变形的位置和变形的方向，变形的大小則可以利用电气应变仪来确定。

---

❶ 見机械制造手册第一卷第二册。

第五章　自动武器各机构的計算

§1　自动武器的主要机构

在用定装式枪彈射击的現代自动武器中，为了連續射击，必須重新装填枪彈并击发此枪彈的底火剂。

为了重新装填，一般要求完成下列动作：

1. 使枪机与枪管分离（枪机开鎖）。
2. 从枪尾部打开枪膛（打开枪膛）。
3. 从枪膛內退出彈壳（进行抽壳）。
4. 从武器中退出彈壳（进行拋壳）。
5. 在打开枪膛和抽壳之后，把下一发枪彈送至待推入膛位置（向进彈口供彈）。
6. 把枪彈由受彈器推入彈膛（向彈膛供彈）。
7. 用枪机关閉枪膛（关閉枪膛）。
8. 使枪机与枪管連接（閉鎖枪机）。

为了击发下一发枪彈的底火，一般必須：

1. 压縮彈簧，使击針或击錘成待发状态，彈簧变形的勢能将利用来使击針或击錘获得动能（使击針或击錘成待发状态）。
2. 解脫击針或击錘，保証击針尖撞击底火（使击針或击錘击发）。

上述重新装填的各个动作，并不是对任何一种自动武器都是必不可少的。例如，在自由枪机式自动武器中，就沒有枪机开鎖和枪机閉鎖的动作。各动作的順序也可以根据自动机的构造而各不相同。其中某些动作常常是同时进行的。

击发下一发枪彈的底火所必需的动作，仅在于使底火受撞击作用而燃燒。这些动作可与重新装填同时进行。

在现代自动射击（能够进行連續射击）的武器中，为了使已装填好的武器进行点射，必須扣压扳机一次和放开扳机一次。此时，重新装填和击发底火的动作，在每次連續射击时都自动进行。

如果武器采用彈鏈供彈，通常都是利用火药气体能量来完成上述动作，这种火药气体能量可以直接傳給自动机活动部分，也可以儲积在复进簧內。

如果武器采用彈匣供彈，通常是利用彈匣簧的势能（彈匣簧的势能是在装填彈匣时儲积起来的）。将枪彈連續送到受彈器。其他的动作还是利用火药气体的能量来完成。

在自动装填（只能够进行单发射击）的武器中，为了使已装填好的武器連續射击，必須連續扣压扳机和放开扳机。

在自动装填武器中，自动机完成的其他各动作，与自动射击武器中自动机进行的动作相类似。

为了完成重新装填和击发底火所必需的全部动作，现代自动武器中有下列各类主要机构：

1. 枪机开鎖和閉鎖的机构；
2. 打开和关閉枪膛的机构；
3. 退出彈壳的机构（抽壳和抛壳）；
4. 向受彈器供彈的机构；
5. 向彈膛供彈的机构；
6. 击发发射机构。

除了这些完成重新装填和击发底火的主要机构之外，在任何一种自动武器中，还有保險机构和保証使用武器安全和避免各机构污秽与損伤的装置。

自动武器各主要机构的工作順序，一般都取决于带动它們工作的是一个还是两个主动构件。例如，在德普式輕机枪中，各主要机构由枪机框带动工作，枪机框向后运动时，它在气室內的火药气体压力作用下获得动能，而在向前复进时，则从复进簧变形的势能中取得动能。在1910年式馬克沁重机枪中，各主要机构首

先由枪管带动、枪管向后运动时，它在作用于枪膛底部和枪口前切面上的火药气体压力的作用下获得动能。枪管向前运动时，从复进簧变形的势能中获得动能。枪机在火药气体压力作用下获得动能储备，并由枪管获得一部分动能；而在以后的工作中，枪机又成为推彈入膛机构和击发发射机构的主动构件。

自动武器各主要机构的工作順序，及其与基本主动构件的联系，常常用循环图表示（图 205 和 206）之。图中作出直綫綫段，表示与基本主动构件有联系的各个机构工作时基本主动构件的位移量，此外，图上还作有基本主动构件的位移和时間的关系曲綫。

循环图对于自动武器各机构工作的順序和时間，給出了明确的概念，它在分析自动机工作时很有用处。能帮助我們确定各机构最合理的工作順序。

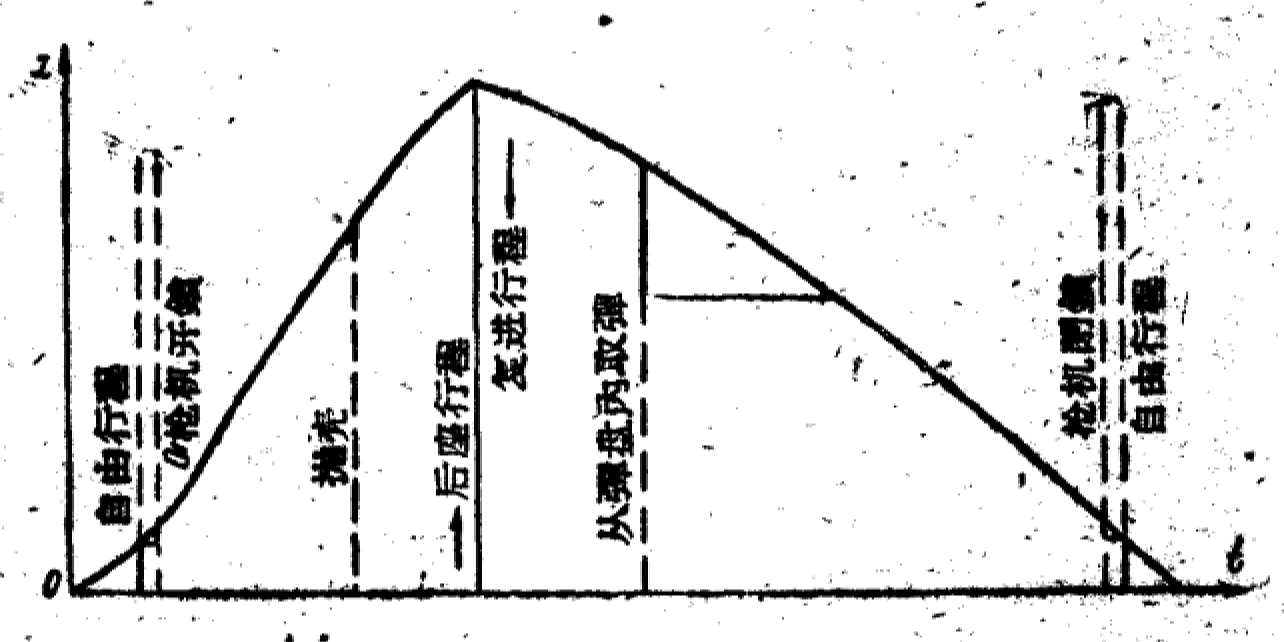


图205　导气式武器的循环图。

如果缺乏基本主动构件的位移与时間的关系曲綫，在繪制循环图时，也就可以不要它。在这种情况下，循环图只表示各机构的工作順序与基本主动构件位移的关系（图 207 和 208）。

使武器各部分結合在一起的、自动武器各零件的組合称为部件。在武器中最重要的部件是閉鎖部件，它是武器中在发射时将

弾壳支承在膛内的各零件的組合。

現在我們研究一下閉鎖部件和自动武器中各主要机构最主要的类型及其計算方法。

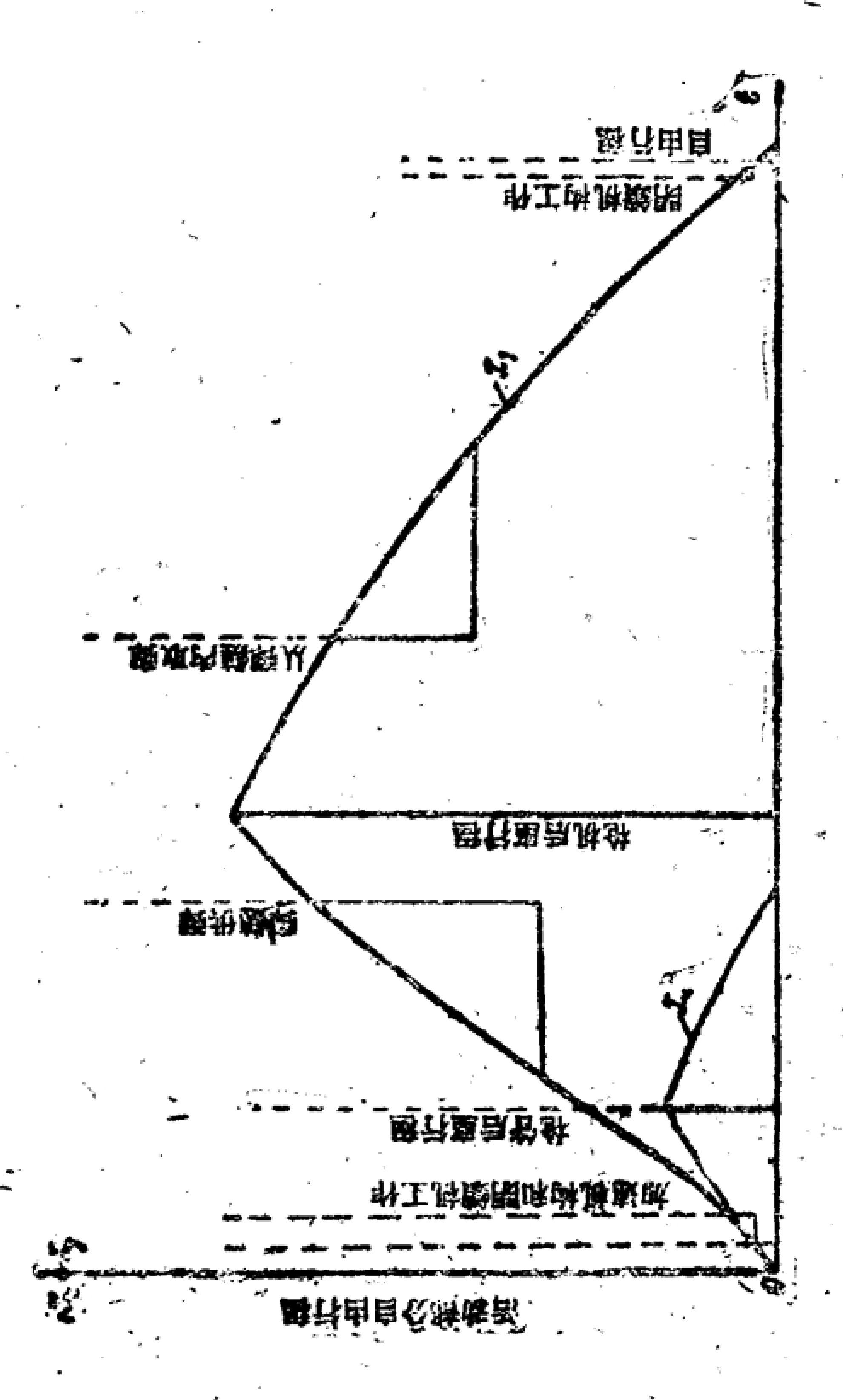


图206 枪管短后座式武器的循环图。

自动机工作中的特征时期		基本主要构件的位移
后坐行程	自由行程	
	枪机开鎖	
	抛壳	
	后座全行程	
自由行程	取彈	
	枪机閉鎖	
	自由行程	

图207　导气式武器的簡化循环图表。

自动机工作中的特征时期		基本主要构件的位移
枪机后座行程	活动部分的自由行程	
	加速机构和閉鎖机构工作	
	枪管后座行程	
	彈鏈供彈	
	枪机后座行程	
枪机复进行程	从彈鏈內取彈	
	閉鎖机构工作	
	活动部分的自由行程	

图208　枪管短后座式武器的簡化循环图表。

§2　閉鎖部件

閉鎖部件一般包括枪管、枪机和机匣等部分。

发射时，这些零件都处在很大的火药气体压力的作用之下，所以在設計这些零件时，必須特別注意保証其强度。当巨大的火药气体压力作用在閉鎖部件的零件上时，这些零件常常发生彈性变形，在这些变形的范圍內，彈壳会产生徑向和軸向的塑性变

形，并且，彈壳的軸向和徑向的塑性变形过大时，彈壳可能产生横向破裂（由于軸向的塑性变形很大）和纵向破裂（由于徑向的塑性变形很大）。由于閉鎖部件中零件的彈性变形很大，彈壳也可能在膛內压力减退以后，被卡在彈膛里面。

所以在設計閉鎖部件时，必須采取各种措施以保証閉鎖部件中零件的弹性变形不大。

彈壳和閉鎖部件各部分之間在軸向和徑向上的原始間隙，对塑性变形的大小有很大的影响。这些間隙是为了保証閉鎖机构在下面几种情况下仍能可靠地工作：由于制造不精确，致使閉鎖部件中各零件的尺寸和彈壳的尺寸发生偏差，落进灰尘污秽和油垢过多。为了保証彈壳的作用可靠（彈壳不破裂和抽壳力不大），就必須使彈壳底部和枪机前端面之間的間隙尽可能小。

对于采用最广的滑动式枪机，应当按照枪机閉鎖的方法将閉鎖部件分为枪机傾斜閉鎖的部件，枪机、机头或連接套回轉閉鎖的部件，利用閉鎖片閉鎖的部件和利用楔鉄閉鎖的部件。閉鎖部件中各零件的强度，可利用材料力学中的普通方法进行校核，但要考虑閉鎖部件的类型和閉鎖部件中各零件的結构。

由于閉鎖部件本身的振动周期比枪膛內火药气体压力增长的时間小，所以在計算閉鎖部件各零件的强度时，把火药气体压力看作是靜負荷，并且根据最大膛压来計算零件的强度。

在确定沿軸綫方向作用于枪机上的火药气体压力时，一般不考虑彈壳的壁厚和彈壳上的阻力，因为在发射时，这些因素对于沿軸綫方向作用在枪机上的火药气体压力的大小的影响很小。在决定发射瞬間沿軸綫方向作用在枪机上的压力时，不考虑彈壳阻力和彈壳壁厚，則即使彈壳横断，亦能保証閉鎖部件中各零件的强度。

为了說明上述情况，現在我們研究一下計算枪机强度的具体例子。假設枪机傾斜閉鎖（图 209）。

設火药气体的最大压力 $p_m = 3000$ 公斤/厘米^2。在彈壳底部附近的彈膛横断面面积 $S_u = 0.9$ 厘米^2。

分析一下发射时作用在枪机上的力和約束反作用力的略图。

設 N——支承面上的法向反作用力；

fN——摩擦力；

F——枪机框突出部上的反作用力。

分析枪机在力和約束反作用力作用下的平衡条件，得：

$$N=\frac{S_{\text{п}}p_{\text{m}}}{f\sin\alpha+\cos\alpha},$$

$$F=N(\sin\alpha-f\cos\alpha)。$$

由反作用力N的表达式，可以看出，反作用力N隨α角的增大而增大。取$f=\operatorname{tg}\varphi$，就可以証明这一点。其中$\varphi$是摩擦角。

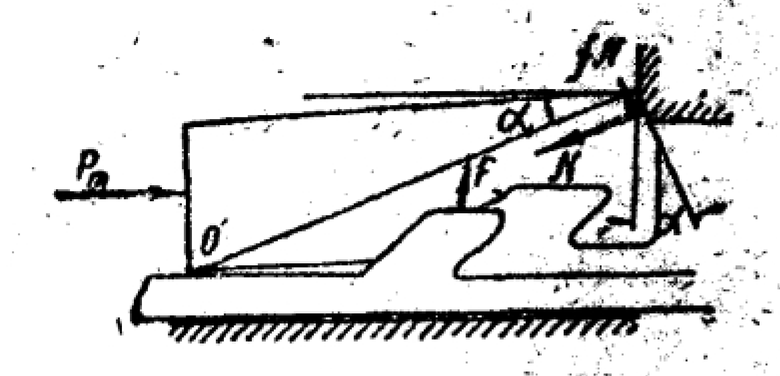
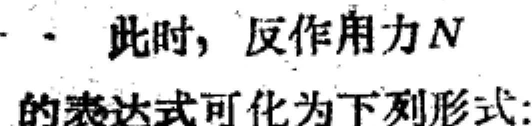


图209 枪机傾斜閉鎖略图。



此时，反作用力N的表达式可化为下列形式：

$$N=\frac{S_{\text{п}}p_{\text{m}}\cos\varphi}{\sin\varphi\sin\alpha+\cos\varphi\cos\alpha}=\frac{S_{\text{п}}p_{\text{m}}\cos\varphi}{\cos(\alpha+\varphi)}。$$

由此表达式可知，反作用力N是隨着α角的增大而增大的。

同样，反作用力F的表达式可以写为

$$F=N\frac{\sin(\alpha-\varphi)}{\cos\varphi}。$$

由此可知，反作用力F也是隨着α角的增大而增大的。所以为了保証閉鎖部件中各零件的强度，必須使α角尽可能小。但同时要考虑保証开鎖时枪机能够自由运动。

取$\alpha=20^\circ$，$f=0.1$，利用前面給定的数据，可求出反作用力N和F：

$$N=\frac{S_{\text{п}}p_{\text{m}}}{f\sin\alpha+\cos\alpha}=2780\text{公斤},$$

$$F=N(\sin\alpha-f\cos\alpha)=690\text{公斤}。$$

正如我們所看到的，反作用力N和力P_{m}的数值相差很小，因而可以按照下列公式近似地計算反作用力N：

$$N=\frac{S_{\text{п}}p_{\text{m}}}{\cos\alpha}\text{或}N=S_{\text{п}}p_{\text{m}}。$$

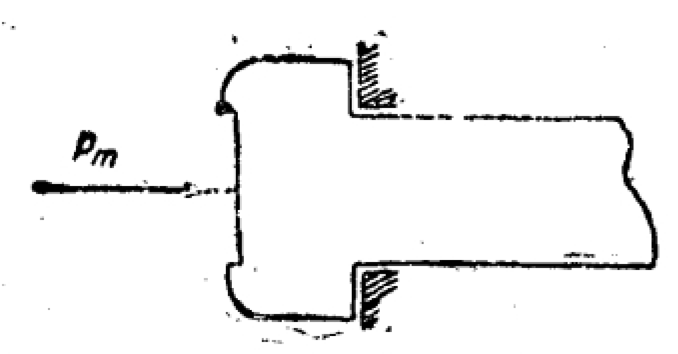


图210　枪机回轉閉鎖簡图。

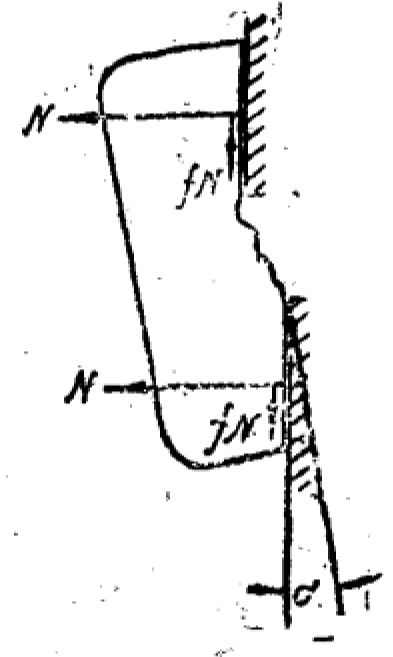


图211　枪机回轉閉鎖的简化略图。

对于以机体、机头或連接套回轉閉鎖的枪机，在枪机强度計算上，所不同的只是，在这种情况下要考慮力和約束反作用力作用的特点。例如，对于机体回轉閉鎖的枪机的强度計算，首先要求出支承面上的法向反作用力。

假設支承面是按照傾角为α的螺旋綫設計的，将閉鎖凸起的螺旋綫按平均半徑展开成平面，然后在枪机上画上火药气体压力和約束反作用力，便得如图211所示的略图。

利用此略图，可得出作用在枪机每一支承面上的反作用力的表达式：

$$N=\frac{S_{\pi}p_{m}}{2(f\sin\alpha+\cos\alpha)}。$$

显然，枪机自鎖（枪机在各个力的作用下不致轉动）的条件为：

$$\mathrm{tg}\alpha<f \text{ 或 } \alpha<\varphi,$$

式中　φ——摩擦角。

为了使枪机开鎖容易，常常放弃这个条件。在这种情况下，通常附加一种装置使枪机在发射时固定于閉鎖状态。

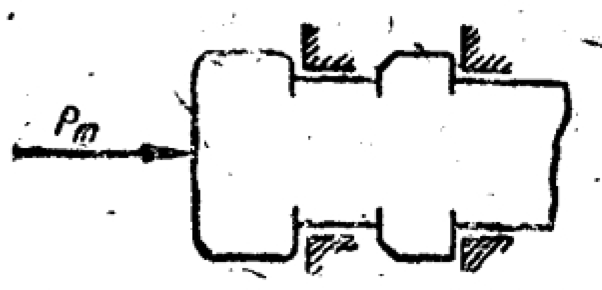


图212　有两排閉鎖凸起的枪机。

知道了作用在枪机上的力和約束反作用力之后，就可以运用材料力学中的一般方法来計算枪机上各組成部分的强度。例如，对图210所示的枪

机，应当校核閉鎖凸起的强度，即应計算閉鎖凸起的弯曲和剪切变形，以及支承面的挤压变形。

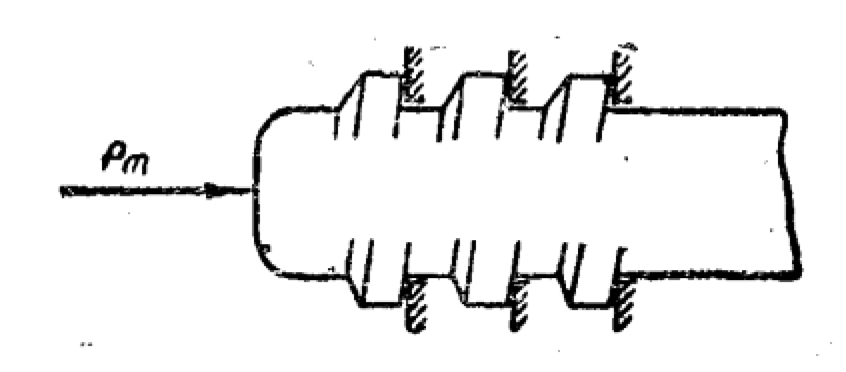


图213　有三排閉鎖凸起的枪机。

在設計用机体、机头或連接套閉鎖的枪机时，必須規定閉鎖凸起的数量及其尺寸。

閉鎖凸起的数量在很大程度上取决于枪机需要有多大的支承面，知道了支承面面积的大小以后，首先要确定閉鎖凸起的排数。設計带有几排閉鎖凸起的枪机（图 212 和 213），可以大大减低閉鎖凸起的高度，从而縮小枪机和机匣的尺寸。但是，此时需要很精确地制造枪机和机匣上的閉鎖凸起，以保証它們在火药气体压力作用下能同时担負起工作。

閉鎖凸起的寬度取决于枪机在开鎖时的回轉角度，这一回轉角主要是在分析开鎖机构的工作和分析开閉鎖机构与自动机其它机构間相互作用的基础上确定的。然而在选擇此回轉角时，应当考虑这样一个問題：如果其他条件相同，而枪机在开鎖时的回轉角小的話，則枪机和机匣的閉鎖部分之間的总間隙就会增大，因而有效支承面变小。

在以閉鎖片（例如，德普式机枪）閉鎖时，也可利用上述方法并結合該結构的特点来校核閉鎖零件的强度。

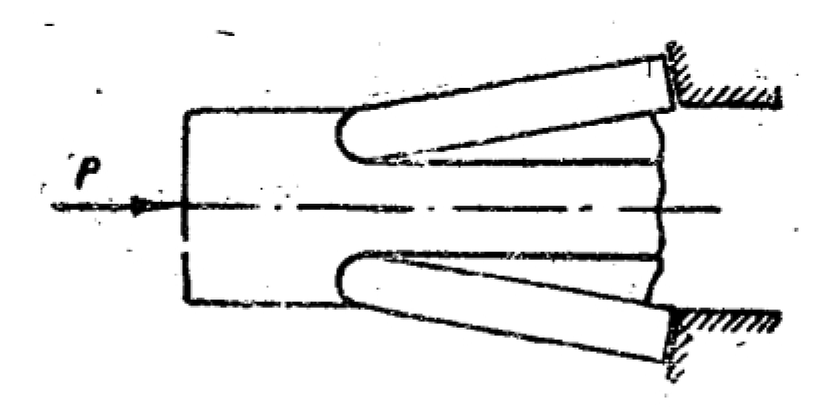


图214　閉鎖片閉鎖略图。

对于利用滚柱閉鎖的閉鎖部件，計算时有某些特点，因为在这种情况下必須考虑到所謂接触应力。由材料

力学可以知道，当 P 力作用在位于平面上的圓柱上时（图 215），在圓柱体与平面的接触位置上产生压縮应力，而这些压縮应力的最大值可按下式求出：

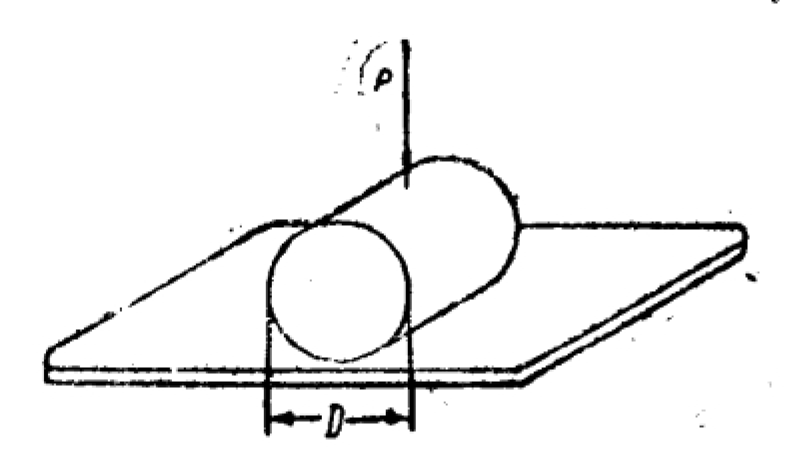


图215 支持于平面上的圓柱体的受力图。

$$\sigma = 0.798\sqrt{\frac{p}{D\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right]}},$$

式中 p——圓柱体单位长度上的負荷，公斤/厘米；

D——圓柱体的直徑，厘米；

μ_1——圓柱体材料的波桑系数；

μ_2——放置圓柱体的平板材料的波桑系数；

E_1——圓柱体材料的彈性系数，公斤/厘米^2；

E_2——平板材料的彈性系数，公斤/厘米^2。

如果圓柱体和支承板用同样材料制成，則 $E_1=E_2=E$ 和 $\mu_1=\mu_2=\mu$。

在这种情况下，上式可写为

$$\sigma = 0.798\sqrt{\frac{pE}{2(1-\mu^2)D}}。$$

对于鋼料， $E=2.1\times10^6$ 公斤/厘米^2，$\mu=0.25$ 时，

$$\sigma = 820\sqrt{\frac{p}{D}}。$$

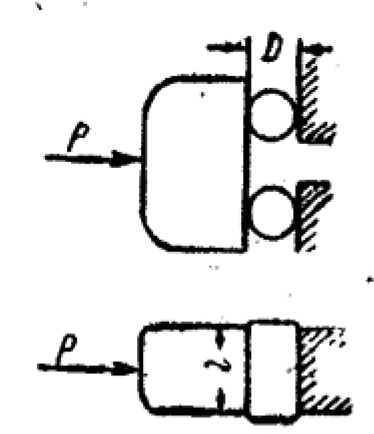


图216 滚柱閉鎖的略图。

假設要計算图 216 上的閉鎖部件的强度，图上滚柱直徑 $D=1.25$ 厘米，支承面长度 $l=1.2$ 厘米，力 $P=1200$ 公斤。

为了解所提出的問題，首先要求出加在滚柱单位长度上的負荷。由于有两个支承滚柱，故

$$p=\frac{P}{2l}=500\frac{公斤}{厘米}。$$

求出最大压縮应力

$$\sigma=820\sqrt{\frac{p}{D}}=16,400\frac{公斤}{厘米^2}。$$

在这种情况下应当用比較的方法，求出結构类似的閉鎖部件中零件上的应力，来确定所研究的零件的許用应力。

对机匣和枪机上的支承面都应当計算挤压强度，由于机匣不能更換，所以机匣支承面的硬度应当比枪机閉鎖面的硬度規定得大一些，这在很大程度上决定着机匣材料的选擇。

但是，由于机匣的形状复杂，而热处理时又必須避免变形（翘曲），故要求很仔細地选擇鋼材。如果对机匣选用較便宜的鋼料，有时就要用机械性能很好的鋼料，制成特殊垫片，以作支承面之用。

对于机匣成品图，必須詳細分析发射时和各个机构工作时机匣上各部分的負荷条件，以便保証机匣所有各部分的强度和尽可能地除去多余的金屬。

我們不能給出計算机匣强度的某种固定方案，而只能指出，要特别注意可能产生应力集中的部位。使机匣各部分的結构形状平滑地变化，以避免銳角，就可以大大减輕应力集中，保証良好的强度。

在計算閉鎖部件中各零件的强度时，也应当特别注意枪管和机匣的联接。

計算枪管和机匣的联接也和計算枪机和机匣的联接相同，其特点只在于如何确定作用力。

如果枪管和机匣一同沿枪膛軸綫移动，当火药气体压力作用在枪管上时，将产生一个作用方向与枪管运动方向相反的力 F：

$$F=p\,(S_1-S)+F_T+\frac{Q_c}{g}\ddot{x},$$

式中　p——膛内火药气体压力；

S_1——枪管尾切面上彈膛横断面的面积；

S——枪膛横断面的面积；

F_T——弹丸旋轉时在膛綫上产生的反作用力和摩擦力的纵向分力；

Q_c——枪管重量；

$\ddot{x}$——枪管加速度；

g——重力加速度。

加速度 $\ddot{x}$ 可由下式求出：

$$\frac{Q}{g}\ddot{x} = pS - R,$$

式中 Q——活动部分的总重量；

R——对活动部分运动的总阻力。

如果忽略阻力 R● 将 $\ddot{x}$ 值代入上式，并取 $p = p_m$，則得：

$$F = p_m\left[S_1 - S\left(1 - \frac{Q_c}{Q}\right)\right] + F_T。$$

对 7～8 毫米的口徑，可以取 F_T 为 100～200 公斤；对 12～15 毫米的口徑，可以取 F_T 为 300～500公斤。

对于装在有緩冲器的枪架或枪座上的武器，枪管随整个武器一起移动，在計算联接枪管和机匣的元件时，亦可利用上述公式。此时应当把 Q 理解为相对于枪架移动的整个武器的重量。

若枪管固定不动，则必須把枪管装定在固定枪座上的两种情况分别开。

在直接固定枪管时（图 217），

$$F = p_m S_1。$$

力 F_T 不会傳到枪管与机匣的联接处。

在固定机匣时（图 218），

$$F = p_m(S_1 - S) + F_T。$$

前面已經指出，閉鎖部件中各零件的变形应当很小，因为在相反的情况下，彈壳可能产生横向断裂。閉鎖部件中零件弹性变形的极限容許值决定于彈壳的結构和材料，彈壳尺寸与弹膛尺寸

● 不考虑阻力 R，使計算的負荷略为加大，这将增加安全系数。

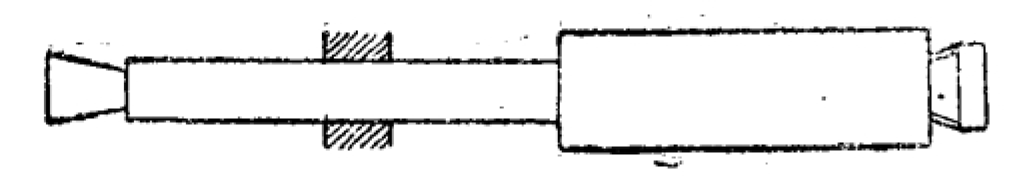


图217 通过枪管来固定武器。

的配合情况，枪管尾部的尺寸，和发射时的最大膛压。

用解析法来决定閉鎖部件中各零件彈性变形的极限容許值以保証彈壳的正常工作有着很多的困难，因为各种不同因素对此变形值的影响很大。因此，实际設計新武器时，可根据实驗材料来規定閉鎖部件中各零件彈性变形的极限容許值。在这种实驗中，可以用現有武器或所設計的閉鎖部件的模型来研究彈壳的工作情况。

有了閉鎖部件的軸向彈性变形的极限容許值，并已知最大膛压，就可以用計算方法求出所設計的武器中閉鎖部件的軸向彈性变形，再将所得数值与极限容許值比較一下，即可知道閉鎖部件中各零件所取的尺寸是否可行。

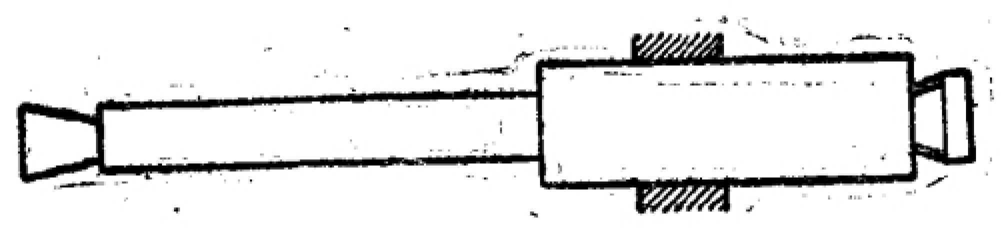


图218 通过机匣来固定武器。

現在我們研究一个确定閉鎖部件彈性变形的例子。

当火药气体压力作用在閉鎖部件的零件上时（如图219所示），枪机上长度为 l_1 的部分受到压縮，机匣上长度为 l_2 的部分被拉伸。假設枪机和机匣在枪膛軸綫方向上的彈性变形是由于作用在枪膛底部的火药气体压力 P 所产生的，閉鎖部件（机匣和枪机）的絕对变形值之和便可表示为：

$$\Delta = \frac{Pl_1}{ES_1} + \frac{Pl_2}{ES_2} = \frac{P}{E}\left(\frac{l_1}{S_1} + \frac{l_2}{S_2}\right),$$

式中 E——楊氏彈性系数；

S_1——枪机横断面面积；

S_2——机匣横断面面积。

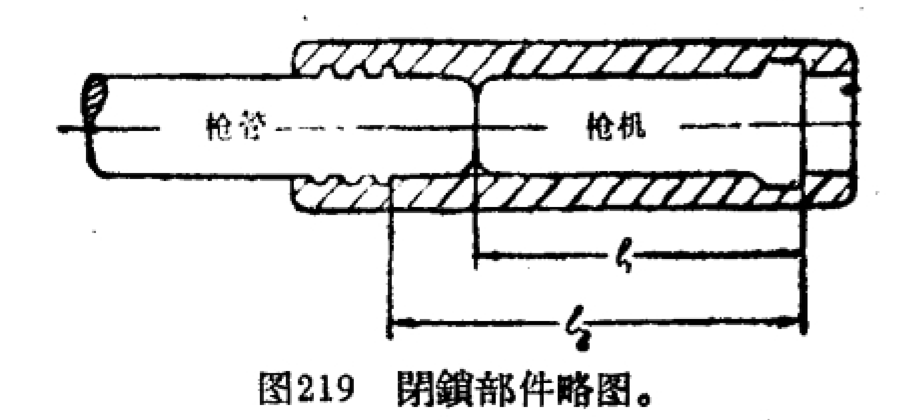


图219 閉鎖部件略图。

例如，

$P=1,400$ 公斤；$l_1=10$ 厘米；$l_2=15$ 厘米；

$S_1=1$ 厘米^2；$S_2=1.5$厘米^2；$E=2.1\times10^6$公斤/厘米^2。

得 $\Delta=0.0133$ 厘米；

或 $\Delta=0.133$ 毫米。

在这个例子里，假設枪机和机匣的变形部分沿长度上的横断面面积不变，而且是在同一个力 P 的作用下发生变形的。实际上武器中的枪机和机匣具有各种不同的孔穴和切口，形状十分复杂。

此外，由于机匣同枪机乃至整个武器在后座运动时产生的慣性力的影响，枪机和机匣可能在大小不同的力的作用下发生变形。

計算时对所有这些因素都加以考慮，是有很多困难的。

为了简化計算，在实际計算中常取許多假設，以簡化变形零件的外形和作用在这些零件上的力的略图。当然所有这些都会使計算結果产生很大誤差，而只能把計算結果看作是非常近似的。但把所得的計算結果与对另一武器的計算結果相比較，就能根据它来判断变形的大小。

在設計閉鎖部件时，应当考慮到如何补偿因零件磨损而产生的主要部件尺寸的变化。由于枪机和机匣支承面上的挤压应力很大和开鎖时支承面上的摩擦，致使在閉鎖位置上，枪机端面（彈底巢）和彈壳底部之間会产生过大的原始間隙，超过了保証枪机

可靠閉鎖的需要（因彈壳尺寸有一定的偏差，为了保証枪机可靠地閉鎖，需要留此間隙），并有害于彈壳的正常工作。为了使此間隙減小到必需的数值之內，有时采用称为补偿器的特殊装置。在閉鎖部件較长的武器中常采用补偿器，因为在这种武器中，閉鎖部件在火药气体压力作用下会发生很大的軸向变形。

例如 1910 年式馬克沁机枪，就是用特种垫圈垫在連杆螺帽的后面来增加連杆的长度，以补偿某些部件尺寸的。1919 年式勃朗宁重机枪中的补偿方法，則是把枪管往机匣內旋入一些。

在某些武器中，以用稍微放大了尺寸的零件来代替枪机或机匣的支承零件，以补偿主要的部件尺寸。例如，在德普式机枪中，閉鎖支承面磨損以后，可以用长度稍为增大了的閉鎖卡鉄来代替磨損了的閉鎖卡鉄。在另一些武器中，这种补偿是用更换机匣支承衬鉄的方法来达到的。

在确定閉鎖时枪机端面（彈底巢）与彈壳底部之間的原始間隙时，除了閉鎖部件中各零件的彈性变形外，还应当考慮射击时零件灼热后可能产生的膨胀，而且要特别注意枪管可能产生的热变形。

例如，枪管和机匣的联接，若如图 220 所示，則枪管在机匣內的一段（长度为 l）受热后的伸长，对枪机端面与彈壳底部之間的原始間隙量可能产生很大的影响，并且在枪管灼热很厉害时，可使枪机不能完全鎖閉。

实际上，由 0°C 加热到 300°C 时，鋼的綫膨胀系数等于 3.8 $\frac{\text{毫米}}{\text{米}}$，所以枪管在机匣內的一段 l，当温度由 0 增加到 300°C 时，其伸长将为 $\Delta_t = 3.8l$，其中 Δ_t 的单位为毫米，而 l 則为米。在 l = 100 毫米时，$\Delta_t = 3.8 \times 0.1 = 0.38$ 毫米。

这个結果是假設只有枪管受热得出来的。实际上，在射击时机匣也受热，因此枪机端面和彈壳底部之間的原始間隙量減小得稍微少一些。然而即使在这种情况下，这个間隙的变化也可能是很大的。并且当固定枪管的結构如图 220 所示时，在猛烈射击之后，就可能造成枪机不完全閉鎖的情况。根据上面的討論，可以

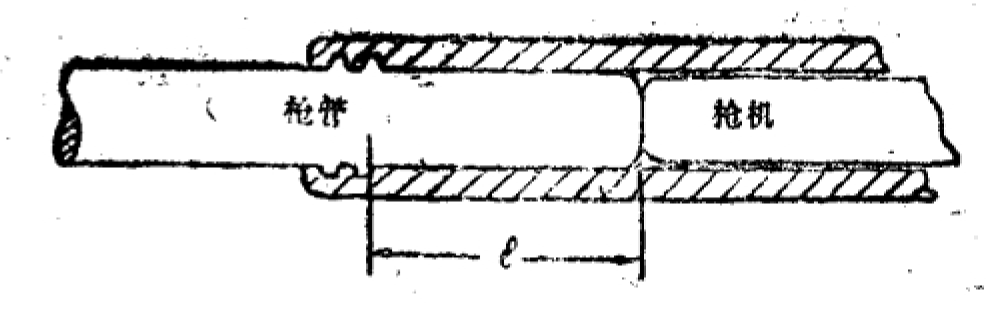


图220　枪管和机匣联接略图。

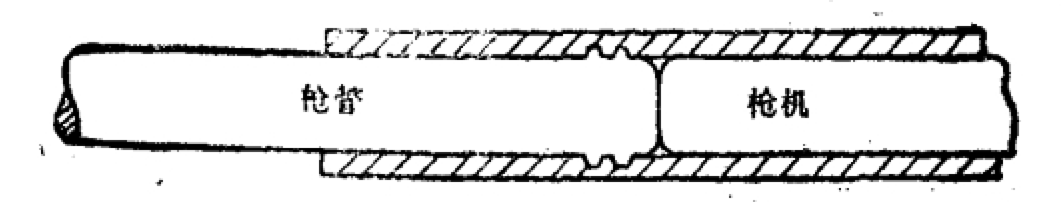


图221　枪管和机匣联接略图。

认为，最好是在接近枪管后切面的地方把枪管固定在机匣上(图221)。

§3　枪机开鎖和閉鎖机构

开鎖和閉鎖机构作用的是：在发射前使枪管和枪机扣合，在发射后又使之分离。

开鎖机构工作最主要的特点是：工作时常有火药气体压力作用在机构的各零件之上。这样便在各机构付中产生很大的压力，因此，在机构各构件具有相对位移时，必須特别注意減少工作表面上的磨損。开鎖和閉鎖机构工作时，閉鎖零件通常要在很短的时間內产生很大的位移，这就使閉鎖零件以很大的速度移动。因而在开鎖和閉鎖机构工作时，常常要消耗很多的能量。由于在开鎖和閉鎖机构工作时，常常产生数值很大而大小又不稳定的摩擦力，所以这些机构工作时，能量消耗的变化范圍很大，这就严重地影响着自动机的工作。因此最好使消耗在开鎖和閉鎖机构工作上的能量尽可能少，而且能量的消耗是稳定的。

开鎖和閉鎖机构的构造及动作原理取决于打开枪膛的方法。

对开鎖和閉鎖机构，也和对自动武器的其他机构一样，可以

只討論应用最广的方法。这种方法利用枪机沿枪膛軸綫的往复平移運动来打开和关閉枪膛（滑动式枪机的枪膛开启机构）。对于这种开鎖的方式，下面将研究一些典型的枪机开鎖和閉鎖机构。

虽然开鎖和閉鎖机构的職能和工作条件不同，但它們的主动构件和从动构件几乎常常是公用的，只是在开鎖和閉鎖时利用的工作表面不同。因而可以将开鎖机构和閉鎖机构作为一个整体机构来加以研究和評价。

按照开鎖的方法不同，可以把开鎖机构分为以下三种：枪机自动开鎖的开鎖机构、半强制开鎖机构、强制开鎖机构。

在枪机自动开鎖的开鎖机构中，直接依靠作用在彈壳底上的火药气体压力的作用进行开鎖。

这种开鎖机构应用在半自由枪机式的自动武器中，在这种武器中閉鎖的目的，是要在火药气体压力作用时期內制动枪机，以减少枪机运动到后方位置时的动能，减少在膛压很高时彈壳由彈膛內退出的长度，从而消除彈壳破裂的可能性。

在枪彈威力相当大时，采用自动开鎖的枪机，可以使武器的結构簡单；如果采用自由枪机（不閉鎖），就会使枪机的重量过大。

在枪机自动开鎖的机构中，开鎖时的制动作用，是靠增加枪机換算质量来实現的。这类机构的枪机至少包括两个活动构件。其中一个构件直接承受火药气体压力，并与彈膛內的彈壳一起移动，另一个构件与第一个构件之間具有运动联系，当火药气体压力作用在第一个构件上时，它对第一个构件作相对移动。

如果用 M_A 表示第一个构件的质量，M_B 表示第二个构件的质量，k 和 η 表示由第一个构件到第二个构件的傳速比和傳动效率，那么把两个构件的质量轉化到第一个构件上，其換算质量的表达式为（見 179 頁）

$$M_{\text{пр}} = M_A + M_B\frac{k^2}{\eta}。$$

这个表达式說明，枪机換算质量决定于枪机的两个活动构件的质

量M_A和M_B，也决定于k和η之值。

当质量M_A和M_B不变时，加大傳速比k和降低效率η就可以使枪机換算质量M_{np}增加。

图 222 是一个枪机自动开鎖的枪机开鎖机构。在此机构中，当火药气体压力作用在枪机（第一个构件）上时，机門（第二个构件）在机匣和枪机的斜槽內滑动，对枪机作相对移动。

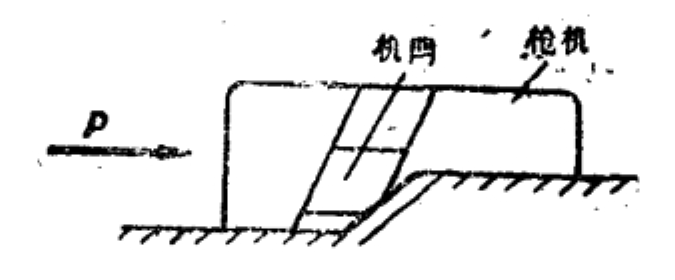


图222 湯姆逊冲鋒枪上的枪机开鎖略图。

当机門在机匣和枪机的斜槽內运动时，产生很大的摩擦力，使傳动效率显著降低，因而增加了枪机的換算质量。用降低傳动效率的方法来增加枪机的換算质量，在机构的結构比較簡单和枪机各活动部分的重量較小时都可以做到。但这种增加枪机換算质量的方法不能保証自动机可靠地工作，因为效率将随着机构构件工作表面状态的变化而有显著的变化（如滑潤程度的变化，落上尘埃等）。为了保証这种机构可靠地工作，經常采用特种潤滑装置，但这种装置不适用于战斗武器。所以靠降低效率来增加枪机換算质量的枪机自动开鎖机构在現代武器中已不采用。

图 223 上的开鎖机构是由枪机的两个活动构件和一个加速杠杆組成的，加速杠杆使枪机的第二个构件相对于第一个构件移动。在这个机构中，增加枪机換算质量的方法主要是靠增大傳速比k，傳动效率并沒有多大的作用（其值接近于 1 ）。这种机构的工作几乎与工作表面的状态无关，这就保証自动机在不同的使用条件下都能稳定地进行工作。然而这种类型的机构，在結

图223 装有加速杠杆的开鎖机构略图。

构上并不能获得很大的傳速比。所以它不能保証換算质量增加很大，因而沒有多大意义。

枪机自动开鎖的开鎖机构，其主要特点是：在枪机运动初期，当枪膛內尙有很高的火药气体压力时，即进行抽壳。

在压力很高时进行抽壳，在彈壳壁和彈膛壁之間要产生很大的摩擦力，此摩擦力的大小，主要地决定于彈壳和彈膛表面的状态。

这种摩擦力对枪机运动的影响很大，結果使自动机工作不均匀，甚至停止工作。为了減少这些摩擦力对枪机运动的影响，可以采用种种不同的方法，如潤滑彈膛，采用圓錐形的彈壳，在彈膛內刻纵槽等等。但这些方法都只能部分地改进自动机工作的可靠性，而有的还会使生产价格增高，或使武器的操作复杂化。

在自动武器中，使用最广泛的是强制开鎖的开鎖机构。它的工作特点就是利用自动机各活动部分的动能强制开鎖。

无論火药气体压力大或小，这种机构的結构都不容許自动开鎖。

强制开鎖的机构可分为两类：保証提早开鎖枪机的机构和延迟开鎖枪机的机构。

在第一种情况下（早开鎖），开鎖結束时，枪膛內还有很大的火药气体压力，它通过彈壳作用在枪机而使自动机工作。

在第二种情况下（迟开鎖），开鎖結束时枪膛內的火药气体压力不大，这个火药气体压力固然也通过彈壳作用在枪机上。它对自动机工作的影响不大。

在迟开鎖的情况下，抽壳对自动机工作的影响最小。枪机依靠枪机框的撞击（在导气式武器中）或加速机的工作（在枪管短后座式武器中）获得动能。用这种方法将动能傳給枪机时，常常在机构付中产生很大的力，致使零件的寿命縮短，对射击精度也有不良影响。

在早开鎖的情况下，枪机的很大一部分动能是由火药气体压

力直接給予的，枪机从其他构件（如枪机框，加速机）只获得一部分动能，这样就大大地減小了这些机构付中的作用力，从这一点来讲，采用早开鎖是有利的。早开鎖对于提高射速也是有利的，因为在这种情况下，自动机活动部分的速度很大。然而早开鎖时，自动机的工作与抽壳的条件有关，它会使自动机工作的可靠性变坏，并且必須采取許多特殊措施来减小抽壳力（在彈膛內刻纵槽，滑潤枪彈等等）。早开鎖也可能使彈壳产生横向断裂。

早开鎖的这些缺点，大大地限制了它的使用范圍，因此它只使用在高射速的武器上。这样做虽然要使武器的結构复杂化，但它能使武器获得很高的射速。

枪机迟开鎖或早开鎖，一般是由开鎖机构中基本主动构件的自由行程长度来决定的。开鎖前主动构件在火药气体压力作用下的位移称为自由行程。

現在我們将詳細研究一下枪机强制开鎖的开鎖机构和閉鎖机构。

根据結构特点不同，开鎖机构和閉鎖机构可分为以下几种类型：楔門閉鎖的机构，枪机或枪管傾側閉鎖的机构，閉鎖片閉鎖的机构或杠杆閉鎖的机构，曲柄連杆閉鎖的机构，枪机或枪管回轉閉鎖的机构，机头或連接套回轉閉鎖的机构。

勃朗宁重机枪的枪机开鎖和閉鎖机构，可作为使用楔門机构的例子（图224）。

在此机构中，枪机閉鎖是借一楔鉄实現的，楔鉄在节套上的直槽內滑动，并且在閉鎖时卡入枪机閉鎖卡槽。

当枪机和节套共同前移和后座时，楔鉄受固定的閉鎖凸起和开鎖叉的作用（使楔鉄上升和下降）进行閉鎖和开鎖。

这一类閉鎖机构的优点是构造不复杂，并能保証可靠的閉鎖，然而，在这种結构中，閉鎖部件很长（枪管和节套的联接处和枪机閉鎖支承面之間的距离很大），致使閉鎖零件在火药气体压力作用下的变形很大。因此，必須采取一些特别的措施，使彈底槽和

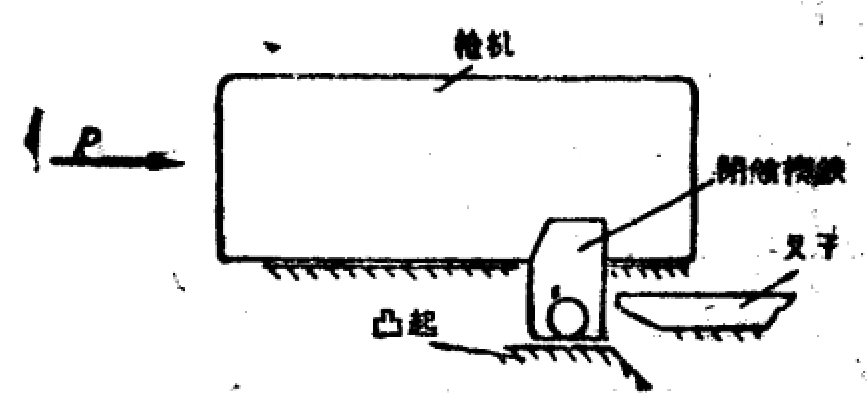


图224　勃朗宁重机枪的閉鎖机构。

枪管后切面之間的間隙不大。

СГ-43 重机枪的閉鎖和开鎖机构（图225）可作为閉鎖零件傾側閉鎖的例子。在此机构中，枪机的閉鎖是靠枪机傾側来实現的。无論是閉鎖或开鎖，都是靠枪机框上的靴形击鉄与枪机上的靴形槽相互作用来实現的。

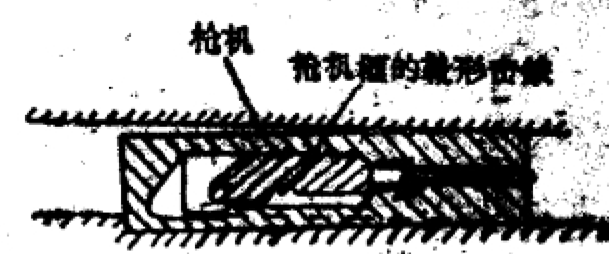


图225　СГ-43机枪的閉鎖机构。

这类机构在导气式自动武器中应用很是广泛。在这类机构中，枪机傾側的方法各不相同（向右、左、上、下傾側），枪机傾側的方法，决定于供弹机构的結构，和各个机构的总的配置情况。

枪机傾側式閉鎖和开鎖机构的优点是构造較簡单，并能保証作用确实可靠；其缺点是閉鎖部件一般都很长。枪机傾側閉鎖机构的工作，在枪机偏轉和与开鎖零件（枪机框）扣合时，常常要发生撞击，这对机构中各零件的寿命产生不利的影响。

枪机傾側閉鎖机构还有一个缺点，这就是当枪机与开鎖零件（枪机框）共同运动时，常被开鎖零件楔开，以致产生很大的摩擦力，增加了导軌上的磨損，并阻滞自动机活动部分的运动。

为說明枪机被开鎖零件楔开的情况，我們研究一下图 226 中的略图。

把全部給定力和慣性力加在枪机和枪机框上，并用相应的反作用力代替約束，就可以分别写出枪机和枪机框的运动方程式：

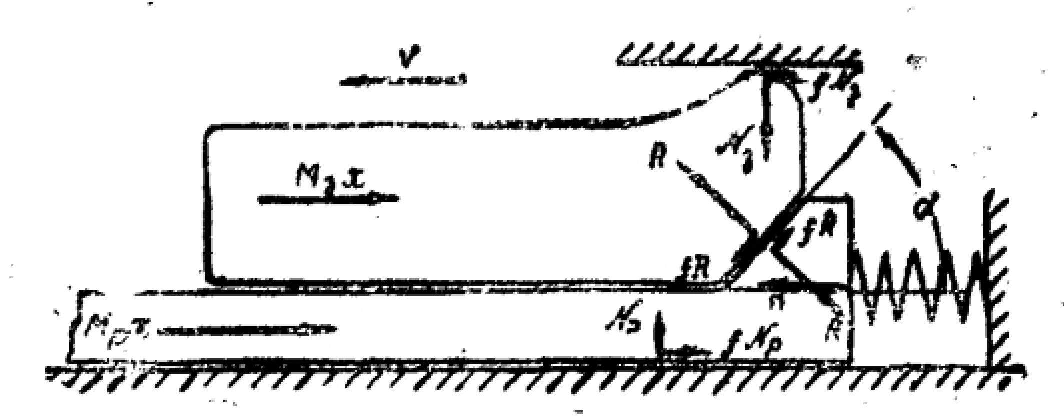


图226 枪机傾側閉鎖机构略图。

$$M_3\ddot{x}=R(\sin\alpha+f\cos\alpha)-fN_3,$$

$$M_p\ddot{x}=\Pi-R(\sin\alpha+f\cos\alpha)-fN_p,$$

式中 $\ddot{x}$——枪机和枪机框的加速度；

Π——复进簧的彈性力；

R, N_3, N_p——約束反作用力；

f——摩擦系数。

将这些方程式左右两边的各項相加，即得枪机和枪机框的共同运动方程式：

$$(M_3+M_p)\ddot{x}=\Pi-f(N_3+N_p)。$$

对枪机和枪机框，可以得出約束反作用力N_p和N_3的表达式如下：

$$N_p=R(\cos\alpha-f\sin\alpha),$$

$$N_3=R(\cos\alpha-f\sin\alpha)。$$

或

$$N_p\approx R\cos\alpha,$$

$$N_3\approx R\cos\alpha。$$

在这种情况下，上面写出的方程式可写作下列形式：

$$M_3\ddot{x}=R\sin\alpha; \qquad (1)$$

$$M_p\ddot{x}=\Pi-R(\sin\alpha+2f\cos\alpha); \qquad (2)$$

$$(M_p+M_3)\ddot{x}=\Pi-2fR\cos\alpha。 \qquad (3)$$

利用(1)式和(2)式，可得：

$$R=\frac{\Pi}{\frac{M_p}{M_3}\sin\alpha+\sin\alpha+2f\cos\alpha}。$$

把R值代入(3)式中，最后得:

$$(M_p+M_3)\ddot{x}=\Pi\left(1-\frac{2f\cos\alpha}{\frac{M_p}{M_3}\sin\alpha+\sin\alpha+2f\cos\alpha}\right),$$

或 $$(M_p+M_3)\ddot{x}=\Pi\left(1-\frac{2f}{\left(1+\frac{M_p}{M_3}\right)\operatorname{tg}\alpha+2f}\right),$$

或 $$(M_p+M_3)\ddot{x}=\Pi\psi, \tag{4}$$

式中 $$\psi=1-\frac{2f}{\left(1+\frac{M_p}{M_3}\right)\operatorname{tg}\alpha+2f}。 \tag{5}$$

由（4）式可知，在枪机被楔开的情况下，好象是动力Π减小了一样，因为系数ψ小于1。随着角α的减小、摩擦系数f的增大，以及枪机框与枪机质量之比的减小，系数ψ亦将减小。

为了减小枪机楔开时所产生的摩擦力，α角最好尽可能大一些，但为了保証枪机較平稳的閉鎖（偏轉），又必須减小α角。

在实际武器中，为了保証閉鎖的平稳性和枪机在与枪机框共同运动时不致楔开过甚，常取α角为40°～60°。

傾側閉鎖的枪机，在閉鎖状态下也可发生楔开現象。在这种机构中为了便于开鎖枪机，常将枪机和机匣上閉鎖支承面的傾斜角β作的較大，因而在发射时需要用枪机框上的凸起支住枪机，使之不致回轉（开鎖）。在枪机框在自由行程的时期内（开鎖以前的运动时期）运动时，作用在枪机框凸起部分上的力，常在枪机框的导軌上引起附加的摩擦力。

为了求出此力，我們研究一下枪机在力和約束反作用力的作用下的平衡問題。

图227 枪机傾側閉鎖机构的略图。

把所有的力和約束反作用力投影在座标軸x和y上，得:

$$\Sigma X = P - R(\cos\beta + f\sin\beta) + f(N_2 + N_1) = 0,$$
$$\Sigma Y = -R(\sin\beta - f\cos\beta) + N_2 + N_1 = 0,$$

由此可得:

$$P + f(N_2 + N_1) = R(\cos\beta + f\sin\beta),$$
$$N_1 + N_2 = R(\sin\beta - f\cos\beta)$$

或 $$\frac{P+f(N_1+N_2)}{N_1+N_2} = \frac{\cos\beta + f\sin\beta}{\sin\beta - f\cos\beta} = \frac{1-f\,\mathrm{tg}\,\beta}{\mathrm{tg}\,\beta - f}。$$

因此,

$$N_1 + N_2 = P\frac{\mathrm{tg}\,\beta - f}{1+f^2-2f\,\mathrm{tg}\,\beta} \approx P(\mathrm{tg}\,\beta - f)。$$

所以，作用在枪机框上的摩擦力为:

$$F = 2f(N_1 + N_2) = 2fP(\mathrm{tg}\,\beta - f)。$$

F 力的值可能很大。例如，当 $P = 1500$ 公斤，$\beta = 15°$，$f = 0.1$时，得 $F = 505$公斤。

在现在所见到的各种閉鎖部件中（指枪机傾側閉鎖式），为了便于枪机閉鎖，β 角都做得比摩擦角大，所以通常是$\mathrm{tg}\,\beta > f$。

发射时枪机因受摩擦力的阻滞而不能自行开鎖的枪机，叫做自鎖枪机。

枪机自鎖时，可由$N_2 = 0$的条件决定β角的极限值。

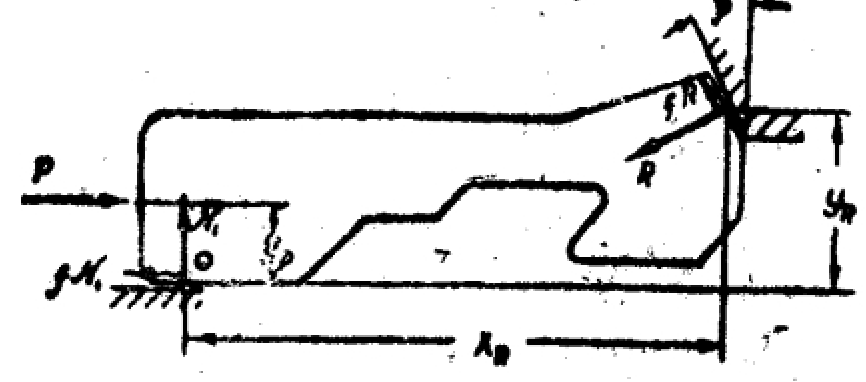


图228 枪机傾側閉鎖的略图。

图 228 表示在这种情况下力和約束反作用力作用在枪机上的情况。

因为在自鎖时，枪机在力和約束反作用力的作用下应当处于平衡状态，所以这些力和約束反作用力对 O 点的力矩之和应当等于零，即:

$$\Sigma M_0 = Py_p - Ry_R(\cos\beta + f\sin\beta) + Rx_R(\sin\beta - f\cos\beta) = 0。$$

取 $P = R\cos\beta$，可得

$$y_p - y_R(1 + f\,\mathrm{tg}\,\beta) + x_R(\mathrm{tg}\,\beta - f) = 0,$$

由此得

$$\mathrm{tg}\,\beta = \frac{f x_R + y_R - y_p}{x_R - f y_R}。$$

如果忽略 $f y_R$ 量（与 x_R 量相比較），最后可得使枪机自鎖的极限角的表达式：

$$\mathrm{tg}\,\beta = f + \frac{y_R - y_p}{x_R}。$$

当β角很大时，如果不預先考虑枪机框上凸起部对枪机的支承（图228），枪机可能自动开鎖。

上述关于楔开枪机和枪机自鎖条件的观念，也适用于枪机、机头或連接套回轉閉鎖的枪机閉鎖机构。在研究这种类型的閉鎖机构时，可以結合具体机构的特点来利用上面的方法。例如机头回轉閉鎖的枪机（图229），在枪机向前运动时，其楔开作用的研究可按下述方式进行。

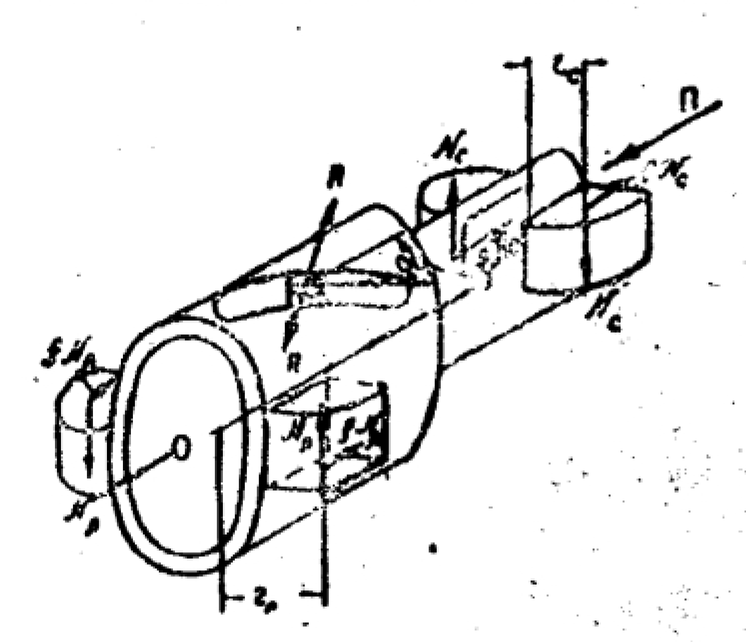


图229 机头閉鎖的略图。

对机头和机体，可以写出下列微分方程式：

$$M_л \ddot{x} = R\sin\alpha - 2fN_л, \tag{6}$$

$$M_c \ddot{x} = П - R\sin\alpha - 2fN_c, \tag{7}$$

式中 $M_л$ 和 M_c——机头和机体的质量；

$\ddot{x}$——机头和机体的加速度；

R，$N_л$，N_c——約束反作用力；

$П$——作用在机体上的复进簧力；

α——机头閉鎖槽的螺旋綫的傾角；

f——摩擦系数。

利用机构的略图（图229），对約束反作用力可写出如下的表

达式:

$$2N_{л}r_{л}=Rr\cos\alpha, \tag{8}$$

$$2N_{c}r_{c}=Rr\cos\alpha, \tag{9}$$

式中　r——反作用力R对枪机回轉軸的力臂;

$r_{л}$和r_{c}——由机匣方面作用在机头和机体上的約束反作用力对枪机回轉軸的力臂。

利用公式(6)、(7)、(8)和(9),就可以写出机体与机头共同的微分方程式:

$$(M_{л}+M_{c})\ddot{x}=П\psi, \tag{10}$$

式中

$$\psi=1-\frac{f\left(\frac{r}{r_{c}}+\frac{r}{r_{л}}\right)}{\left(1+\frac{M_{c}}{M_{л}}\right)\left(\operatorname{tg}\alpha-f\frac{r}{r_{л}}\right)+f\left(\frac{r}{r_{c}}+\frac{r}{r_{л}}\right)}。 \tag{11}$$

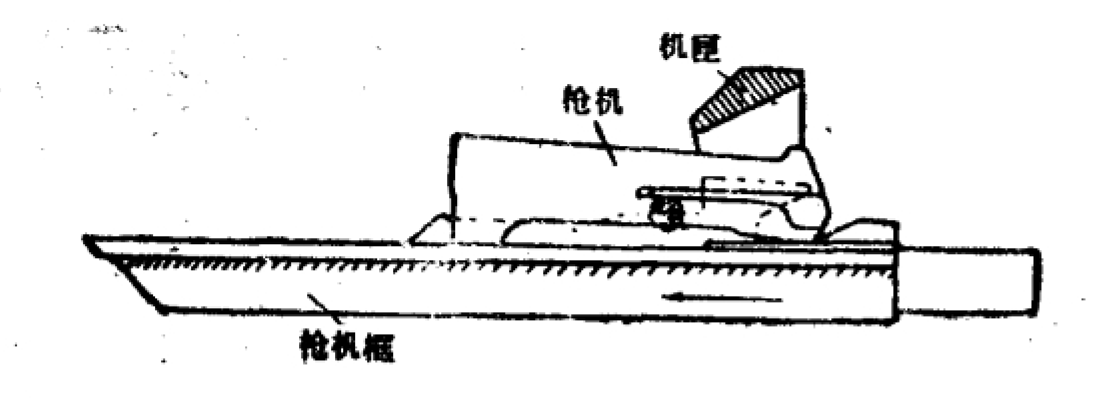
对这种枪机閉鎖情况,自鎖条件可以很簡单地写出:$\beta\leqslant\varphi$,其中β是閉鎖凸起的螺旋角,而φ是摩擦角。

运用上述各公式时,应当注意,在某些結构中,在火药气体压力作用时期內,支承面之間可能殘留有滑潤油,因而使摩擦系数大大地减小。

为了消除在枪机运动时的这种楔开現象,有时可在結构上采取一些专門措施。

例如,对枪机傾側閉鎖的机构,有时采用一种专門的結构,使枪机在閉鎖时不仅利用枪机框对枪机的相对运动,并且利用枪机本身的运动来使枪机偏轉。在捷克的ZB-53式重机枪中就采用了这种結构(图230)。在这种机枪中,为了消除枪机向前运动时被楔开的現象,在枪机框上作有一个支持枪机的特殊台阶。在枪机接近前方位置时,其定形斜面作用在机匣上的圓柱形凸出部上,因而使枪机后部稍微升起,并落在傾角不大的斜面上,枪机遂受此斜面的作用而产生傾側(閉鎖)。

这种构造并不复杂,却能消除枪机的楔开現象,以保証閉鎖



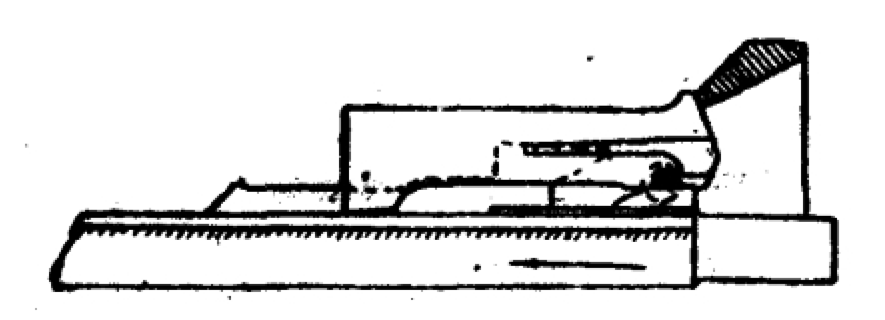


图230 ZB-53 机枪中枪机的傾側情况。

机构有良好的工作条件（枪机框上閉鎖面的倾角不大)。

然而，在这种結构中，在枪机傾側时需要有一段空行程。

对机头轉动的閉鎖机构，則应这样制作閉鎖零件的工作表面，使其在完全开鎖后，机头所处的位置不致因机体的作用而产生轉动力矩。在这种結构中，枪机閉鎖之初，要利用机匣上的专門斜面对机头的作用，使机头开始轉动。

在开始轉动以后，机头在机体作用下继續轉动，以行閉鎖。例如，在*MG*-151 式机枪的閉鎖机构中，就采用了这种結构，其原理图如图 231 所示。

应当注意，这种机构会使閉鎖支承面减小，因为在閉鎖之前机头已有一些轉动。

前面已經說过，在开鎖机构工作时，各零件常常要发生撞击。这种撞击对这些零件的寿命将产生不良影响。在某些武器中，为了消除这些撞击的影响，采取了一些特殊的措施。例如，在勃然式机枪中，就采用了枪机框立柱的緩冲装置，它能减輕枪机在开鎖后与枪机框連接时的撞击（图232)。

这种緩冲装置的工作情形是：当枪机框立柱撞击枪机之后，

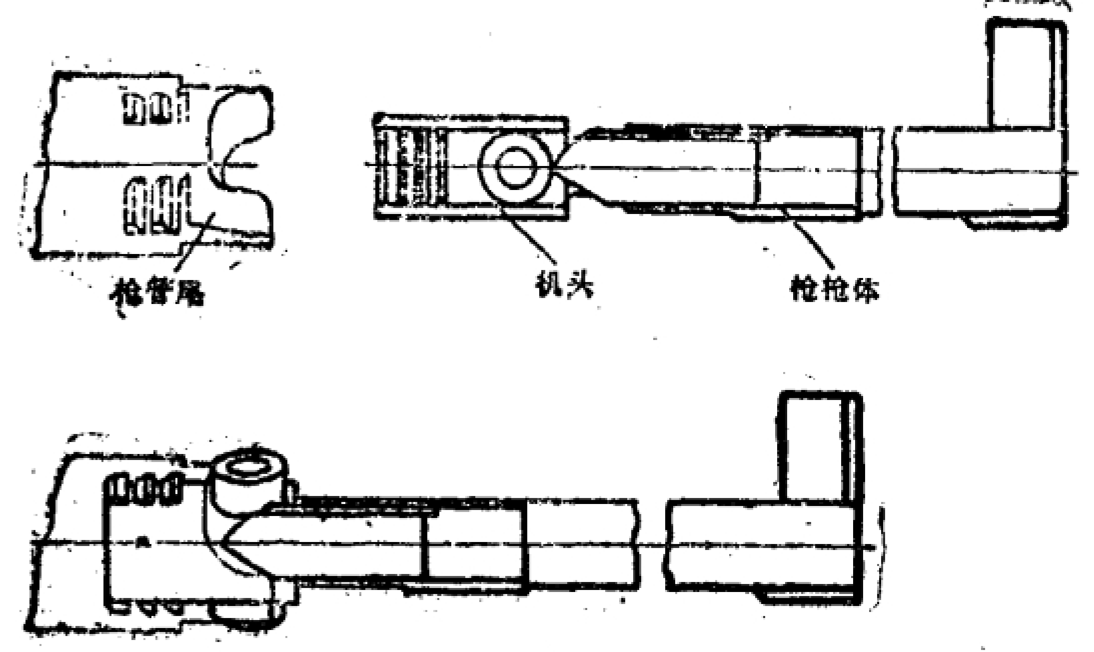


图231 *MG*-151式机枪的閉鎖略图。

緩冲簧受压縮，因而使枪机框的速度减小，使枪机的速度增大（图233）。

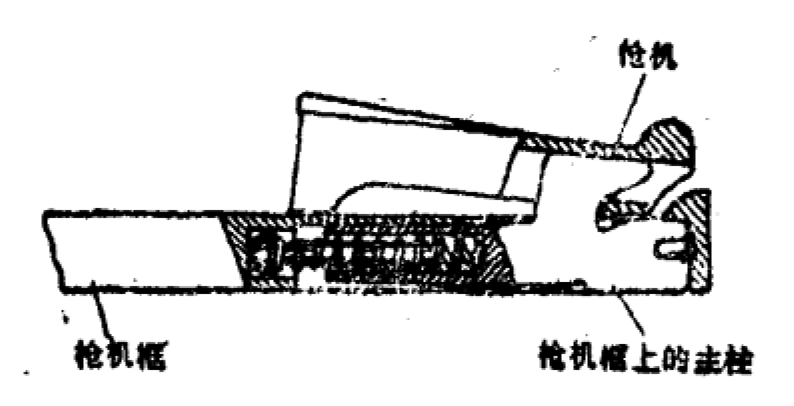


图232 勃然式机枪中的立柱緩冲装置。

枪机框立柱的緩冲簧压縮之后，枪机框撞击枪机时的相对速度要比沒有緩冲簧时小得多●。这就减少了撞击对开鎖机构中各零件的有害影响，从而提高了零件的寿命。

除了枪机傾側閉鎖的机构之外，在某些自动武器中还采用枪管傾側閉鎖，例如1930/33年式TT手枪，这种手枪的自动机是枪管短后坐式自动机。这种机构只有在枪管很短又很輕的条件下才适用。

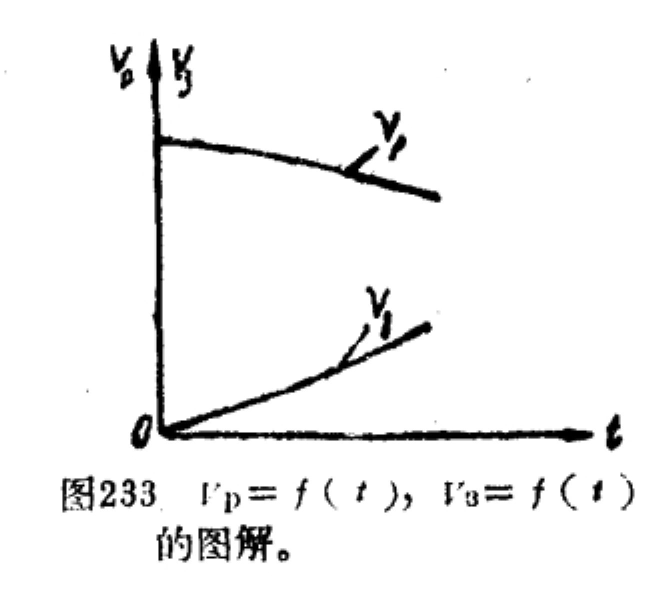


图233 $V_p=f(t)$，$V_3=f(t)$ 的图解。

● 关于研究枪机框和枪机在緩冲簧工作时的运动問題，詳見172頁。



图234　1930/33年TT式手枪中，枪管倾侧閉鎖图。

德普式机枪的閉鎖和开鎖机构可作为閉鎖片閉鎖的例子（图235）。在这种机枪上，枪机有两个閉鎖片（閉鎖卡鉄），这两个閉鎖卡鉄在枪机閉鎖时被击針（与枪机框連結在一起的）凸出部撑开，进入机匣的特殊缺口内。开鎖时，由枪机框上定型槽的开鎖斜面将閉鎖卡鉄收攏（在枪机框向后运动时收攏閉鎖卡鉄）。

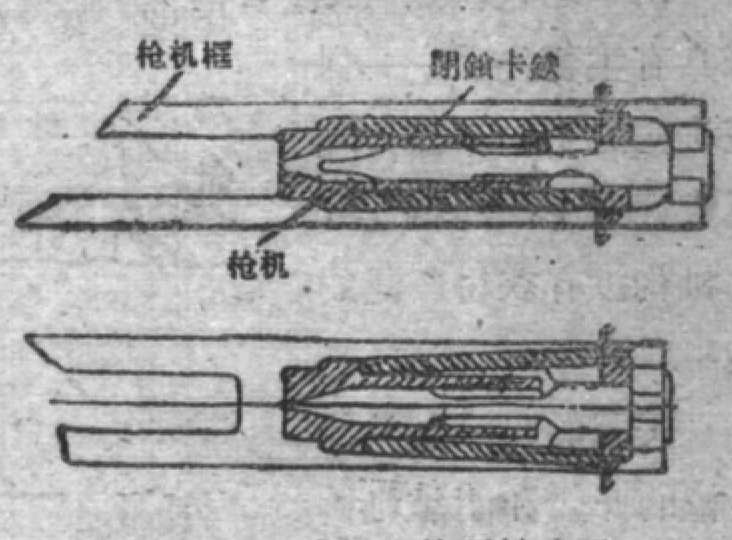


图235　ДП式机枪的閉鎖略图。

閉鎖片閉鎖的特点是构造簡单而作用可靠。其优点是作用对称，其缺点是当零件制造不精确时，閉鎖片的負荷不均匀，这对閉鎖片的强度和磨損将产生不利的影响。在枪机前后运动时，閉鎖片在机匣内要被楔开，以致增加摩擦力和零件的磨損。

費多洛夫自动步枪的閉鎖机构可作为杠杆式閉鎖和开鎖机构的例子（图236）。它与上述各机构不同的是利用两根杠杆（机头）閉鎖。此开鎖和閉鎖机构的工作，是在枪管运动时利用机头上的定形缺口和固定机匣上的凸出部之間的相互作用而产生的。杠杆閉鎖机构的閉鎖部件較短，这是它优越于閉鎖片閉鎖机构的主要之处。其缺点与閉鎖片閉鎖机构的缺点相同。

1910年式馬克沁重机枪的閉鎖机构可作为曲柄連杆閉鎖和开鎖机构的例子（图237）。利用曲柄連杆机构来开鎖和閉鎖枪机的先决条件，是利用这个机构来打开和关閉枪膛。而利用曲柄連杆

机构来打开和关閉枪膛可使枪机的运动和枪彈进入彈膛的运动平稳，这就能保証自动机动作可靠。

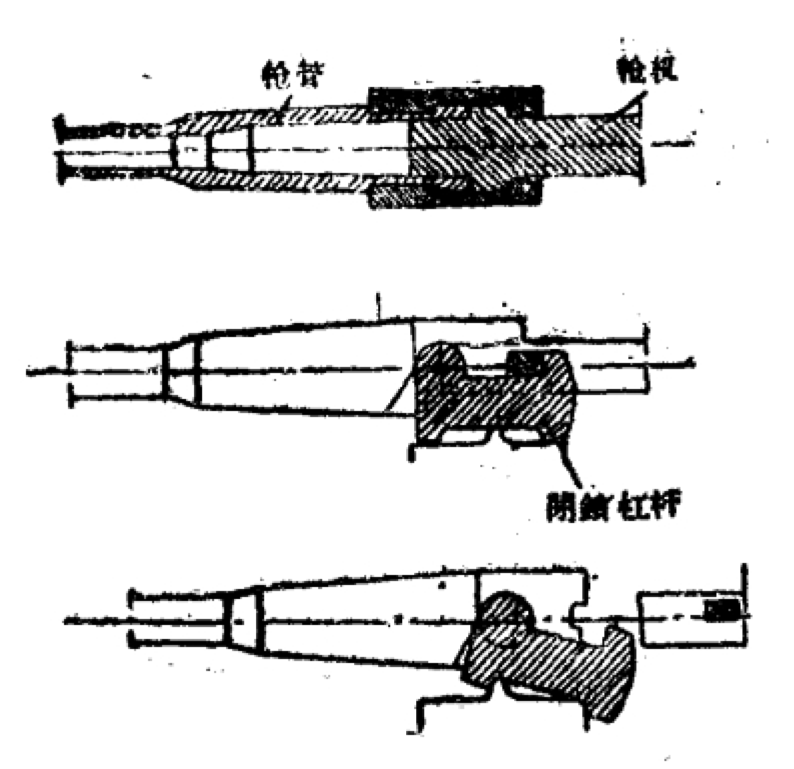


图236 發多洛夫自动机的杠杆閉鎖图。

曲柄連杆式閉鎖机构的主要缺点，是閉鎖部件很长，此外，曲柄連杆机构会增加武器的横向尺寸。

由于这些缺点（尽管具有主要优点——保証机构的工作平稳），在現代武器中，曲柄連杆式机构沒有获得广泛的运用。

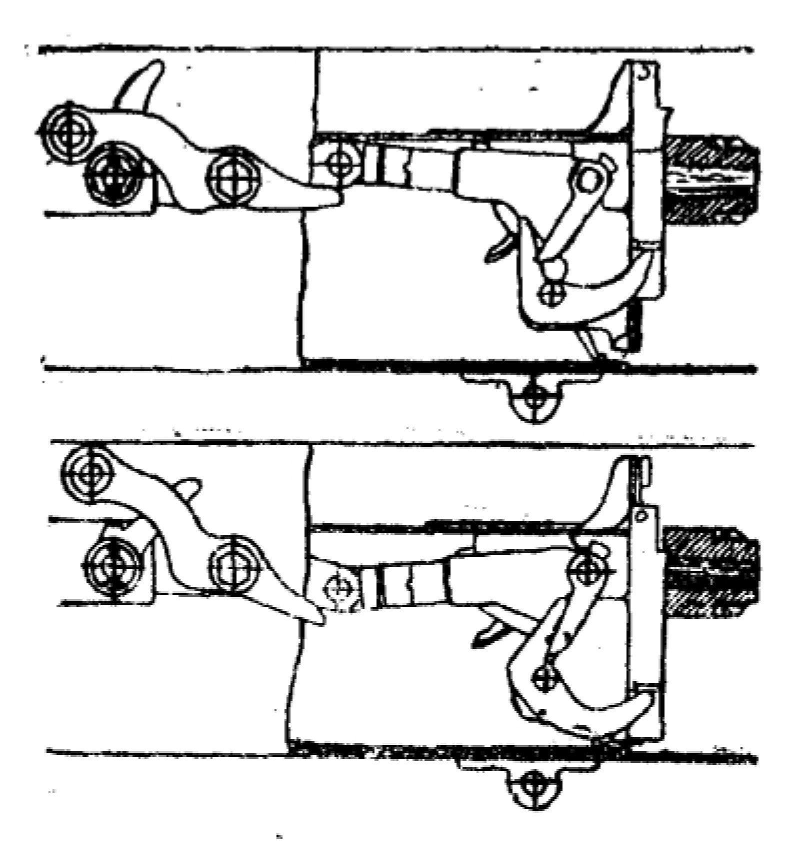


图237 馬克沁重机枪的閉鎖略图。

美国的*M*-1迦兰德步枪的开鎖和閉鎖机构可作为枪机回轉式开鎖和閉鎖机构的例子（图238）。在这种步枪中，枪机的轉动（在开鎖和閉鎖时）是在枪机框的作用下产生的。枪机框上定形槽的側棱作用在枪机的凸出部上，使枪机回轉。在枪机轉动时，枪机上的閉鎖凸起进入机匣上的相应缺口内，以实現閉鎖。

枪机回轉閉鎖，过去曾广泛的应用在各种非自动武器中，目前也应用在許多种自动武器中，这种閉鎖方法可使閉鎖部件很短，

結构簡单，而閉鎖和开鎖机构的动作可靠。在苏式武器中，这种閉鎖机构采用在非自动武器中（例如，1944年式騎枪和1941年式ПТРД反坦克枪）。

枪机回轉式閉鎖机构适用于导气式自动武器。

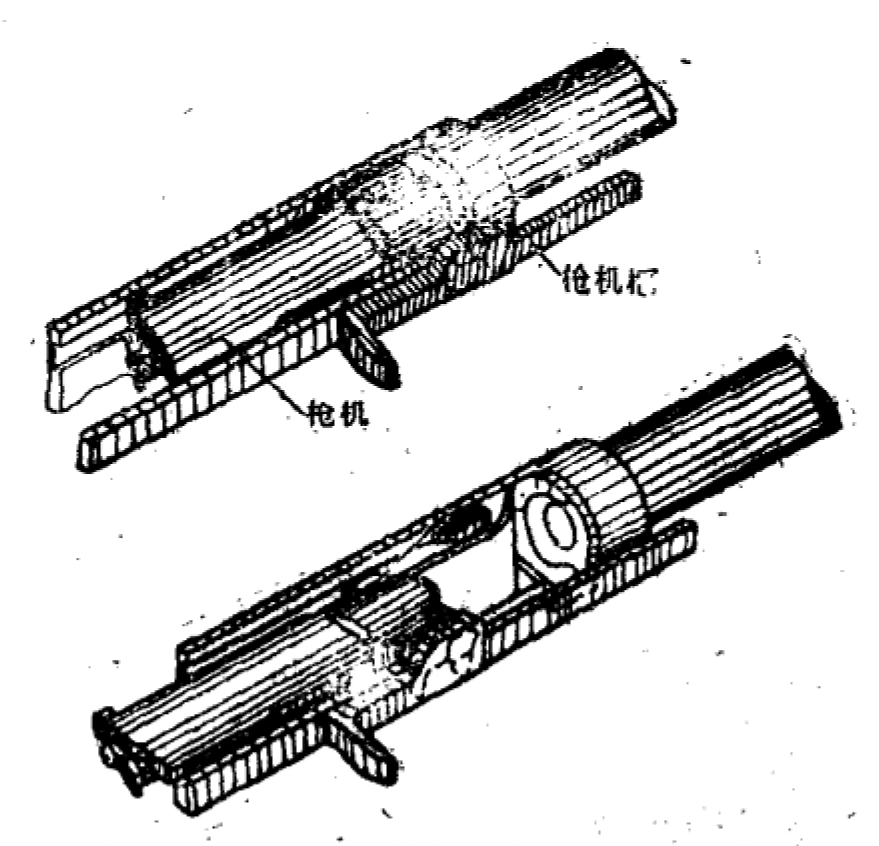


图238　枪机回轉閉鎖略图（迦兰德步枪）。

枪管短后座式自动武器最宜于采用机头或閉鎖套回轉閉鎖的机构，这种机构能使枪机开鎖机构的工作与枪机加速机构的工作很好地結合起来。

MG-151式机枪和*MG*-17式机枪的閉鎖机构（图231和239），可作为以机头和閉鎖套实現閉鎖的开鎖和閉鎖机构的例子。

在*MG*-151式机枪中，开鎖是在枪管与枪机共同后座时进行的。开鎖时机头上的滾柱与固定套筒（图中未示出）內的定形棱面相互作用，使机头回轉，其断隔閉鎖突起逐由枪管尾上的閉鎖槽內退出。开鎖时，机头上的滾柱也与机体上的定形棱面相互作用，迫使机体向后方发生相对于机头的运动，并压縮击針簧。机头回轉以后，滾柱停在死点位置上，此时机体就不再給机头以回轉力矩，因而消除了在枪机前后运动时的机头楔开現象。

閉鎖时，机头先与枪管尾部的定形突緣相互作用，开始轉动，然后才在机体的定形斜面的作用下継續回轉。

MG-17式机枪，也是在枪管与枪机共同后座时进行开鎖。这时，閉鎖套以其滾柱与固定机匣上的定形棱緣相互作用而发生轉动，閉鎖套回轉时，枪机上的断隔閉鎖突起卽由閉鎖套上的閉鎖

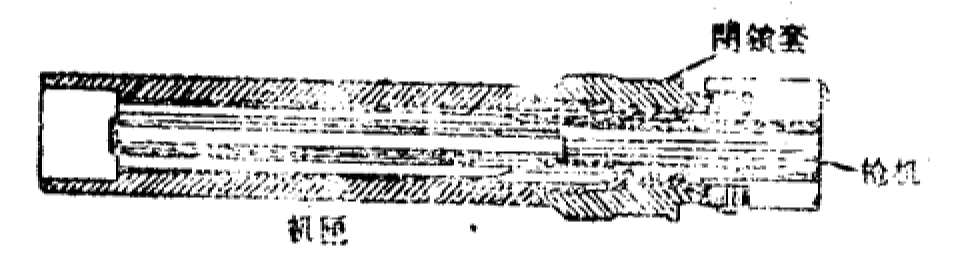


图239 閉鎖套閉鎖略图（MG-17式机枪）

槽内退出。退到后方位置时，枪管与閉鎖套一同被卡笋挂住，直到枪机回到前方位置时，才将枪管和閉鎖套从卡笋上解脱。

此后，在閉鎖套与枪机共同运动中，使枪机閉鎖。

利用机头和閉鎖套閉鎖的开閉鎖机构，能保証获得短的閉鎖部件，并且便于将开閉鎖机构的工作与加速机构的工作結合起来。因此，这类机构适用于枪管短后座式自动武器。

带閉鎖套的开閉鎖机构，常使武器中装置閉鎖套处的外廓尺寸加大，但这种机构中枪机的結构要比机头回轉式开閉鎖机构中的枪机簡单一些。

§4　打开和关閉枪膛的机构　　加速机构

1　打开和关閉枪膛的机构的基本类型

枪机是打开和关閉枪膛的基本零件。枪机在打开和关閉枪膛时的运动常用以使自动武器中各个主要机构发生运动。在这种情况下，枪机通常就是这些机构的主动构件。所以为了保証自动武器各主要机构的工作平稳，就必須使枪机在打开和关閉枪膛时的运动平稳，就是説枪机的运动不能有很大的加速度。

在打开或关閉枪膛时，枪机必須在很短的时間內产生很大的位移，在枪机质量很大的情况下，加速度如果不均匀，就将有很大的慣性力作用在枪机的各个零件上。所以，为了減小慣性力，就必須在打开和关閉枪膛时，使枪机位移尽可能地小，枪机质量也尽可能地小。

在打开和关閉枪膛的期間內，在枪机运动的导向面上經常产生摩擦力，当枪机的位移很大时，此摩擦力的功可能很大，而且

还可能变化很大，这样就会使自动机的工作不稳定。所以为了减少摩擦力对自动机工作的影响，必須使枪机导軌的結构能保証产生的摩擦力很小，并且，这些摩擦力不因蒙尘的程度不同和有无潤滑油而有很大的变化。为此目的，必須使枪机在运动时具有比摩擦功大得多的动能。

枪机在打开和关閉枪膛过程中的运动时間，常占自动机工作循环时間的很大一部分，所以在打开和关閉枪膛过程中枪机的运动时間应当与所要求的射速相适应。

根据枪机的运动性质，可以把打开和关閉枪膛的机构分为以下几类：具有滑动式枪机的机构，具有起落式枪机的机构，具有横向运动枪机的机构，具有回轉式枪机的机构。

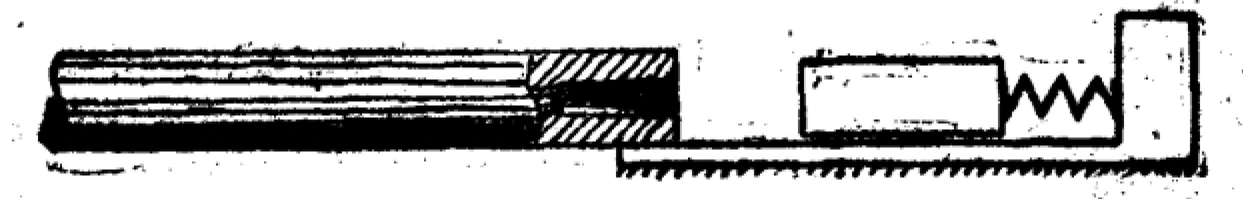


图240 具有滑动式枪机的打开枪膛的机构略图。

具有滑动式枪机的机构（图240）是用枪机沿枪膛軸向的直綫平移运动来保証打开和关閉枪膛的。在这种机构工作时，枪机的位移必須很大，然而，在这种机构中，便于把枪机作为自动机中許多机构（如彈鏈供彈机构，把枪彈送入彈膛的机构，退壳机构）的基本主动构件，因而能保証武器的构造最为簡单。

具有滑动式枪机的机构在現代自动武器中应用很广。

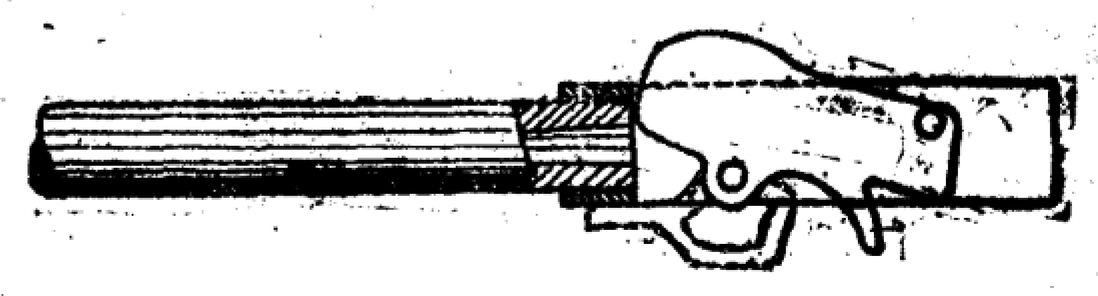


图241 具有起落式枪机的打开枪膛的机构略图。

具有起落式枪机的机构（图241）是利用枪机繞着垂直于枪膛軸綫的轉軸的摆动来保証打开和关閉枪膛的。当这种机构工作时，枪机不須有很大的位移，所以加速度和慣性力不大，易于保証枪

机的运动平稳。这种机构同时担当枪机的閉鎖和开鎖。但是，在这种情况下，枪机的运动不能直接用来重新装填。为了把枪彈送入彈膛和退壳，需要采用特殊的机构。这种特殊机构的工作是利用其中某一构件的运动（例如，枪管的运动）来实现的。所有这些都会使武器的結构复杂化。所以，在口徑不大的自动武器中，这种机构采用不多。具有起落式枪机的打开和关閉枪膛的机构，仅在馬德森式机枪中采用过。

具有横向运动枪机的机构（图242）是利用枪机在垂直于枪膛軸綫方向上的平移直綫运动来打开和关閉枪膛的。这种机构的优缺点与具有起落式枪机的机构相同，而且其外廓尺寸也不大。枪机横向运动的、打开和关閉枪膛的机构，在自动武器❶中用的很少，而常用在半自动炮中。在用横向运动的炮閂打开和关閉炮膛时，便于采用卡板式半自动机，以保証自动地打开炮閂和从彈膛內自动退壳。

例如在$P_{\text{Ⅱ}}B$-38反坦克枪上就是采用这种机构。

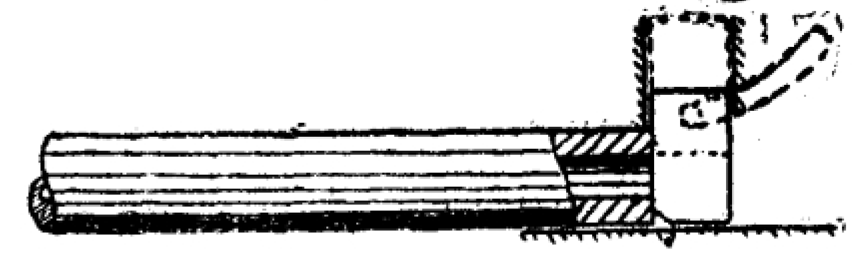


图242 枪机横向运动的打开枪膛机构略图。

在上述各机构中，都是以枪机为基本构件，利用枪机的移动来打开枪膛。把枪机作为打开和关閉枪膛机构的基本构件，最便于在枪机移动时完成各項必要的工作。

枪管也可以用作此机构的基本构件，这就好像沒有枪机一样，因此可以大大減小武器的外廓尺寸。但在笨重的枪管移动时会产生很大的慣性力，对射击精度也可能有很不利的影响。这些缺点限制着采用枪管作为打开和关閉枪膛机构的基本构件的可能性。因此，在現代自动武器中不用枪管作此机构的基本构件。

---

❶ 此处系指步兵自动武器而言。——譯者注

利用枪管的运动来打开和关闭枪膛的机构（图 243），有时候采用在非自动武器上，例如，在捷克斯洛伐克的反坦克枪上，就是利用枪管沿其軸綫的直綫平移运动来打开和关闭枪膛的。这种机构可以称为具有滑动式枪管的机构。

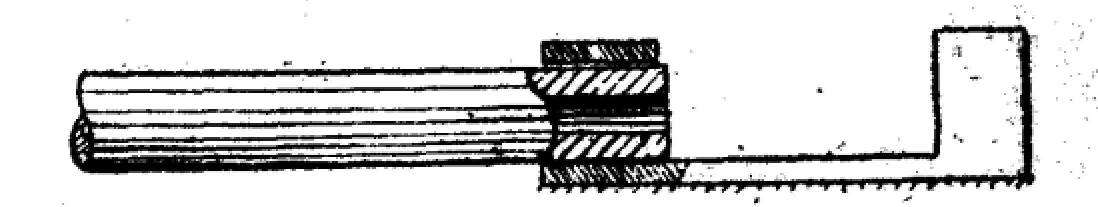


图243　利用枪管运动来打开枪膛的机构略图。

在运动用和打猎用的非自动武器上，以及在某些轉輪枪上，都利用枪管的起落来打开枪膛（图244）。这种机构可称为具有起落式枪管的打开和关閉枪膛机构。

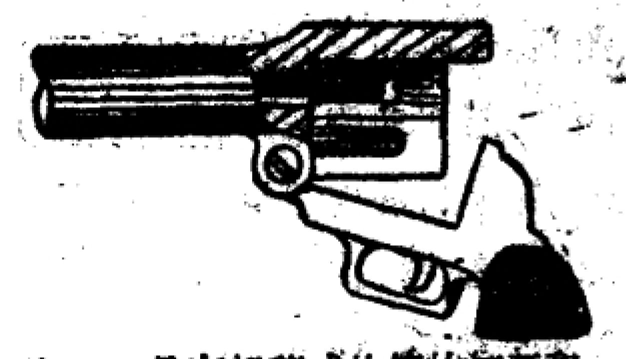


图244　具有起落式枪管的打开和关閉枪膛机构的略图。

直接利用枪管作为打开和关閉枪膛机构的基本零件，对自动武器来說是不适宜的。但是在某些情况下，把枪管的运动与枪机的运动結合起来利用，对自动武器来說，也可能有利。

打开和关閉枪膛机构的构造，在很大的程度上取决于所采用的自动机的型式。

在导气式自动武器中，打开和关閉枪膛的机构，都利用导入气室內的火药气体能量进行工作。在这种情况下，火药气体通常直接作用在枪机框的活塞上，从而使枪机框获得动能。以后由于枪机与枪机框发生撞击扣合的結果，一部分动能傳給了枪机。

在枪机后座式自动武器中，枪机的运动，是由于火药气体直接作用在枪机上的結果而产生的。

在枪管后座式自动武器中，打开和关閉枪膛的机构，都利用

枪管的动能来进行工作，枪管的动能是由作用在膛底的火药气体压力的作用得来的。在这种武器中，枪机在开鎖快結束时所具有的动能，常常不足以保証打开和关閉枪膛的机构可靠地工作，和保証武器得到所要求的射速。所以，在枪管短后座式武器中，要采用特殊机构，把枪管的动能傳遞給枪机。

这种机构叫做加速机构，因为它們重新分配动能，以加速枪机的运动。

根据結构和工作原理，加速机构可以分为杠杆加速机、仿型加速机、凸輪加速机和彈簧加速机等四种。

2 杠杆加速机

图 245 和 246 所示的是杠杆加速机，其动作如下：枪机开鎖以后（枪管和枪机共同运动时），固定在与枪管相联接的节套上（图245）或固定在机匣上（图246）的加速机杠杆，通过撞击把枪管的一部分动能傳給枪机。在撞击时要損失一部分动能。这种加速机的优点是构造最簡单，而且在制造零件时，对精度要求不高。但是，这种机构的撞击会大大降低机构零件的使用期限，并且使机构的动作不可靠。加速机产生撞击，使枪机的速度在很短的时間內发生变化，因而使枪机的加速度很大，致使供彈机构的工作条件变坏，而且在用枪机从彈鏈內抽出枪彈时，会产生最討厌的故障，使彈丸由彈壳上脫出。

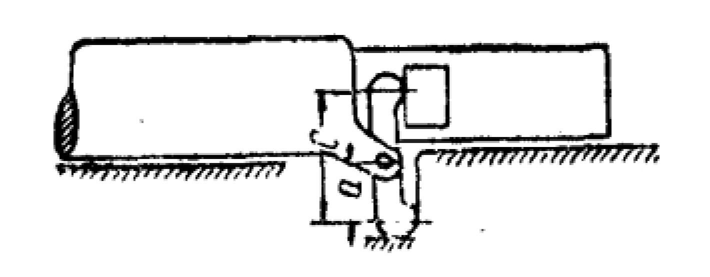


图245 杠杆加速机。

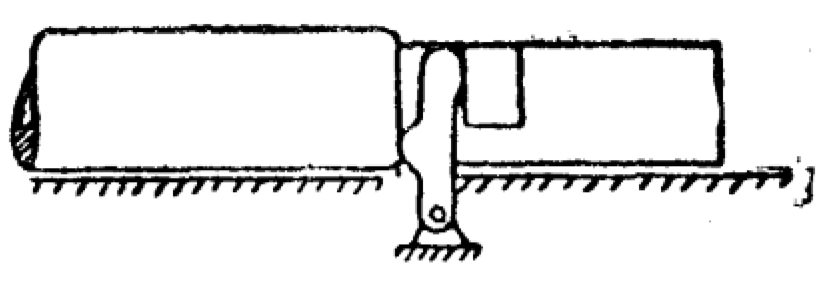


图246 杠杆加速机。

由于这些缺点，利用撞击作用的杠杆加速机在自动武器中沒有获得广泛的应用。

在确定杠杆加速机中各构件的运动諸元时，可以利用下列公式●：

$$V_c' = V_c - \frac{\left(V_c - V_з \frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_c}{m_з k^2}}, \tag{12}$$

$$V_з' = V_з + \frac{(kV_c - V_з)(1+b)}{1+\frac{m_з k^3}{m_c}}, \tag{13}$$

式中 V_c；$V_з$；V_c'；$V_з'$——撞击前后枪管和枪机的速度；

m_c；$m_з$——枪管和枪机的质量；

b——恢复系数；

k——枪机对枪管的傳速比。

考虑到在加速机工作之前枪管和枪机的速度相等（$V_c = V_з$），公式（12），（13）可以改写为下列形式：

$$V_c' = V_c\left[1 - \frac{\left(1-\frac{1}{k}\right)(1+b)}{1+\frac{m_c}{m_з k^2}}\right], \tag{14}$$

$$V_з' = V_c\left[1 + \frac{(k-1)(1+b)}{1+\frac{m_з k^2}{m_c}}\right]。 \tag{15}$$

得出公式（14），（15）时，沒有考虑加速杠杆的质量。在确定現有加速机构中枪管和枪机的速度时，运用这两个公式是很方便的。

在設計杠杆加速机时，問题在于合理地选擇加速机上杠杆的尺寸（决定于傳速比）。

在設計时，应以保証自动机在加速机工作之后能正常地工作为依据，来給定枪机在加速机工作之后的速度。

已知枪机和枪管在加速机工作前的速度，以及在加速机工作

● 参看306頁。

之后所要求的枪机速度，就可以利用（15）式求出傳速比k，对k值解此公式便得

$$k=\frac{V_c m_c(1+b)+\sqrt{V_c^2 m_c^2(1+b)^2-4m_c m_3\Delta V_3[V_c(1+b)+\Delta V_3]}}{2m_3\Delta V_3},$$

式中　$\Delta V_3=V_3'-V_c$——加速机工作时枪机的速度增量。

利用求得的k值，可以根据（14）式求出加速机工作后的枪管速度。

已知k，就可以选擇加速杠杆的主要尺寸。例如，对图245所示的略图，可得

$$k=\frac{c}{a}。$$

3　凸輪加速机

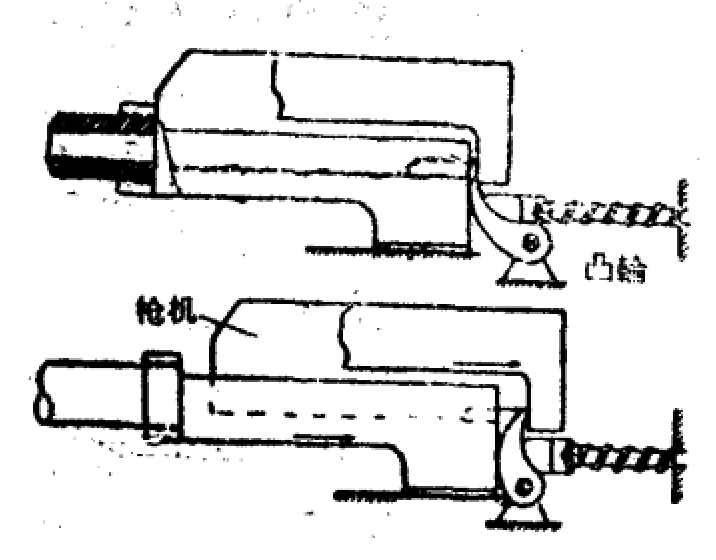
为了保証加速机工作时无撞击，可采用凸輪加速机。这种加速机在結构上与杠杆加速机相似。它也有一个杠杆。但这种加速机中的杠杆是一个凸輪，它具有特殊的輪廓，此輪廓决定于枪管和枪机在加速机工作时的运动規律。

图247上所繪的就是一个凸輪加速机，这一机构在开鎖枪机之后枪管与枪机共同运动过程中进行工作。

凸輪机构要求精确地制造各个零件和复杂的凸輪輪廓，这就使生产过程复杂和加工成本增高。但是凸輪机构的工作平稳，可使零件的寿命延長，使加速机本身和自动武器中与加速机联动并同加速机同时工作的其他主要机构的工作确实可靠。这种机构的这些优点，使它在現代自动武器中获得广泛的应用。

馬克沁机枪中的加速机（图248）是凸輪式加速机中一个特殊的亚种。在这种机枪中，枪机（閉鎖机）的加速与开鎖同时开始，并利用同一曲柄連杆机构来实現，在曲柄軸上装置的握把，即作加速机凸輪之用。

当枪管在后座力作用下与枪机共同运动时，握把与装置在机匣上的滑輪相互作用，在相当長的运动路段上加速枪机。在这种



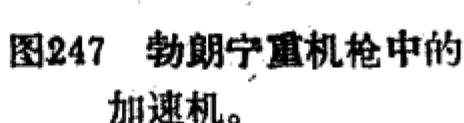


图247 勃朗宁重机枪中的加速机。

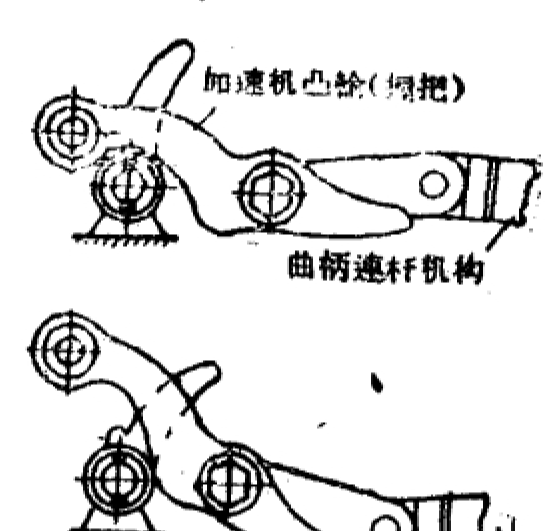


图248 馬克沁重机枪中的加速机。

机枪中，凸輪（握把）与曲柄連杆的組合件由于加速度較小，能保証枪机的平稳运动，这样，对各个零件的寿命以及加速机和机枪中与枪机有运动联系的其他主要机构的作用可靠性，都有着良好的影响。

在設計加速机时，最好給定加速机工作結束时所要求的枪机速度，这个速度要能保証枪机获得足够的能量储备，以保証所需要的射击頻率。

如果在第一次近似計算中忽略复进簧和摩擦力的作用，那么在加速机工作时就将沒有动能損失。这种情况可以用下列方程式来表示之●：

$$\frac{Q_c+Q_3}{2g}V_1^2=\frac{Q_c}{2g}V_c^2+\frac{Q_3}{2g}V_3^2 \tag{16}$$

或

$$V_c^2=V_1^2\left(1+\frac{Q_3}{Q_c}\right)-V_3^2\frac{Q_3}{Q_c}, \tag{17}$$

式中 V_1——加速机开始工作时枪管和枪机的速度；

V_c, V_3——加速机工作时間內枪管和枪机的速度；

Q_c, Q_3——枪管和枪机的重量；

g——重力加速度。

● 加速机的質量略去不計。

給定枪机速度变化規律$V_з = f(t)$之后，就可以根据（17）式求出枪管速度的变化規律$V_c = f(t)$。图249中取枪机速度$V_з$随时間函数成綫性增长。这就保証枪机的加速度为常量，在这种情况下枪机的慣性力最小。

在所得的图解中（图249）横座标軸表示时間，但不知道时間的比例尺。

为了求出时間的比例尺，必須給定枪管在加速机工作时間內的位移x_{cy}。

曲綫$V_c = f(t)$和座标軸所限制的面积，可用下式表示之：

$$S_{cy} = \int_0^{t_y} \frac{V_c}{\alpha_V} \cdot \frac{dt}{\alpha_t},$$

式中　α_V和α_t——速度和时間的比例尺；

t_y——加速机的工作时間。

面积S_{cy}按比例α_x表示枪管在加速机工作时間內的位移x_{cy}

$$S_{cy} = \frac{x_{cy}}{\alpha_x},$$

但

$$x_{cy} = \int_0^{t_y} V_c dt。$$

因此，

$$\alpha_x = \alpha_V \alpha_t \text{ 或 } \alpha_t = \frac{\alpha_x}{\alpha_V}。$$

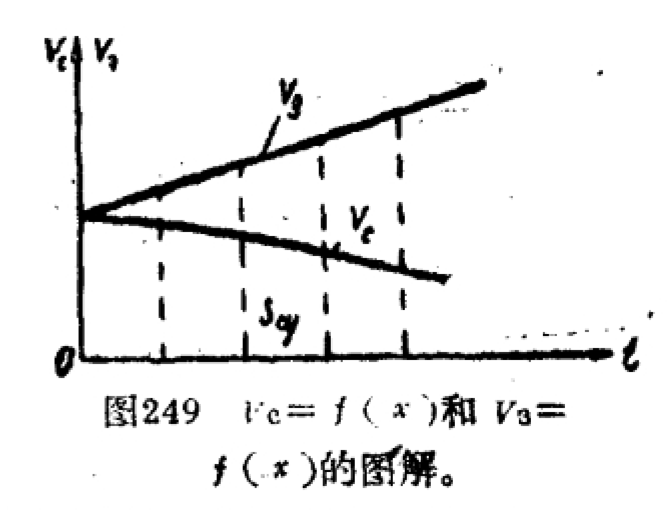


图249　$V_c = f(x)$和$V_з = f(x)$的图解。

知道了时間比例尺，就可以根据所求得的图解，用测定相应面积的方法求出关系式$x_c = f(t)$和$x_з = f(t)$，并进而求出枪机对枪管的相对位移随时間而变化的函数关系$x_з - x_c = f(t)$，选出保証此相对位移的加速机凸輪輪廓。

下面将研究一个例子。假設已知下列数据：

枪管重量$Q_c = 1.8$公斤；

枪机重量$Q_з = 0.8$公斤。

加速机开始工作时，枪管和枪机的速度 $V_1 = 6$ 米/秒。

令枪机速度随时間成綫性規律增长，試求出加速机工作时期內枪机和枪管在某几个瞬間的速度（見表），并作出其图解（图 249）。

在作此图解时，取速度比例尺 $\alpha_V = 1$ 米/秒/厘米，

在所研究的情况下，$S_{cy} = 17.1$ 厘米^2，$x_y = 0.008$ 米，所以，

$$\alpha_x = \frac{x_y}{S_{cy}} = \frac{0.008}{17.1} = 0.000468 \frac{\text{米}}{\text{厘米}}$$

和

$$\alpha_t = \frac{0.000468}{1} = 0.000468 \frac{\text{秒}}{\text{厘米}}。$$

利用已得出的比例尺，并在图（图 249）上測出相应的面积，就可得出加速机工作时枪管和枪机随时間而变化的位移（見下表）。

时 間 t（秒）	枪机速度 V_3（米/秒）	枪机位移 x_3（毫米）	枪管速度 V_c（米/秒）	枪管位移 x_c（毫米）	枪机相对位移 x_3-x_c（毫米）
0	4	0	4		0
0.000585	4.5	2.49	3.74	2.26	0.23
0.00117	5	5.27	3.46	4.37	0.9
0.001755	5.5	8.35	3.09	6.29	2.05
0.00234	6	11.7	2.67	8.00	3.7

假設根据图 250 所示的略图設計加速机，試确定該加速机的凸輪輪廓。

繪出枪管支承面 bce、枪机支承面 AA 和加速机軸的起始位置（O 点）。

研究枪机相对于枪管的运动（枪管不动，机匣和加速机軸朝枪管运动），作出对应于加速机軸在不同位置上各点 x_0；x_1；x_2；x_3；x_4。并作出枪机支承面的几个对应位置（I—I；II—II；III—III；IV—IV）。然后把描图紙（图 252）蒙在这个作好了的相对运动略图上（图 251）。

在描图紙上要預先繪出加速机軸心 O 点和支承面 dk。

为了得出加速机的工作輪廓，必須使描图紙（图252）和略图上（图251）的O点重合，然后轉动加速机（描图紙）使dk綫与枪管支承輪廓bce相切。

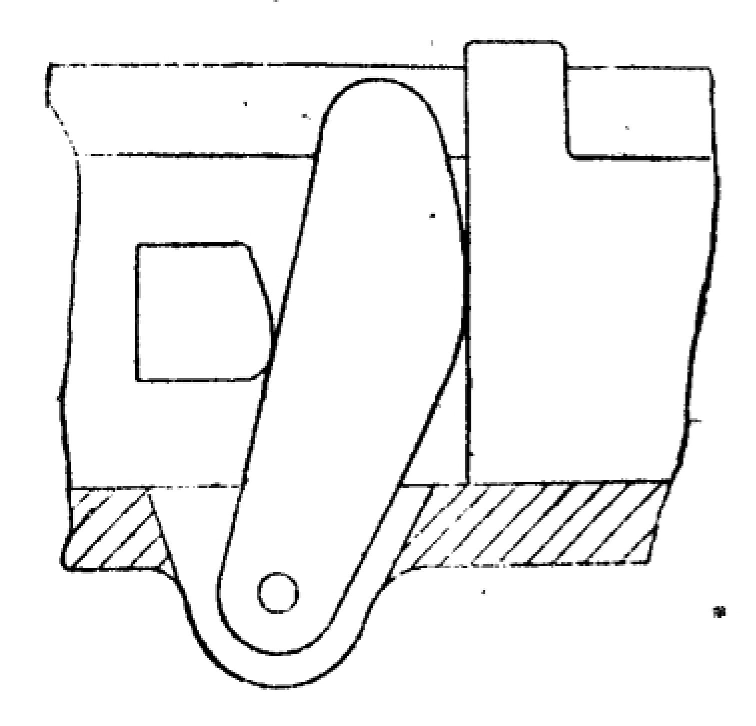


图250　加速机略图。

在描图紙的这个位置上，沿AA綫在描图紙上画一直綫；然后把描图紙上的O点移到略图的x_0点上，使加速机上的dk綫重新与枪管支承輪廓bce相切。再沿AA綫在描图紙上画一直綫。根据这样的作图，在枪管走过自由行程Ox_0的过程中，加速机将不会参与工作。

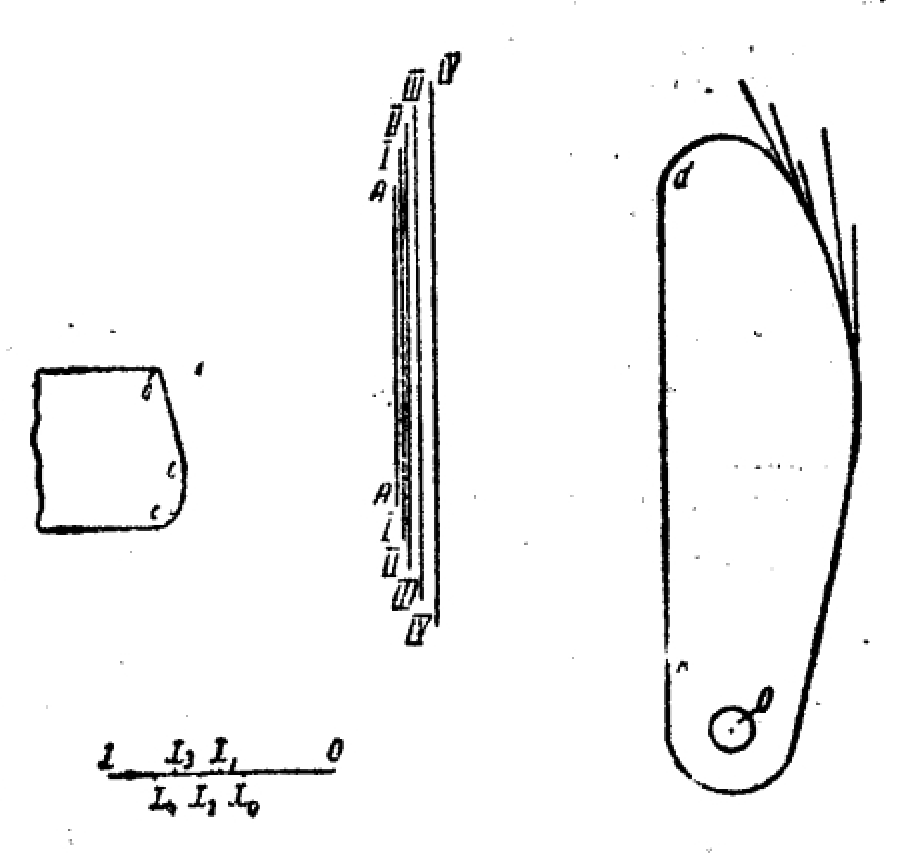


图251　繪制凸輪輪廓（加速机）的略图。

图252　凸輪（加速机）。

之后，把加速机軸（描图紙上的O点）移至x_1点（略图）上，轉动描图紙使加速机上的dk綫重新与枪管支承輪廓bce相切，并在描图紙上沿略图上的Ⅰ—Ⅰ綫画一直綫。

在加速机軸移到x_2、x_3等点上时，重复上述作图，就可在描图紙上得出一組切綫，加速机的輪廓綫即包含在这組切綫內。

为了获得較紧凑的加速机，可以改变其轉軸的初始位置，枪管凸出部和枪机凸出部（即枪管支承面和枪机支承面）之間的初始距离，并且还可以給枪管与枪机支承凸出部以一定形状的輪廓。

加速机輪廓和枪管与枪机支承凸出部輪廓的全貌如图250所示。

兹求枪管和枪机作用在加速机上的慣性力。

作用在枪机上的力：

$$F_3 = \frac{Q_3}{g}\ddot{x}_3。$$

在此情况下：

$$\ddot{x}_3 = \frac{\Delta V_3}{\Delta t} = \frac{2}{0.00234} = 853\frac{米}{秒^2},$$

因此，

$$F_3 = \frac{0.8 \times 853}{9.81} = 69.8 \approx 70公斤。$$

作用在枪管凸出部上的力，可根据加速机工作快結束时，枪管的最大加速度求出，作曲綫$V_c = f(t)$的切綫，并以相应的比例尺量出其傾角的正切，即可求得：

$$\ddot{x}_c = \frac{1.75}{0.00234},$$

所以

$$F_c = \frac{Q_c}{g}\ddot{x}_c = \frac{1.8 \times 1.75}{9.81 \times 0.00234} = 135公斤。$$

因而可以求出作用在加速机軸上的力等于65公斤，这样就有可能檢查加速机的强度。

在上述計算加速机的过程中，不曾考虑枪机和枪管复进簧的阻力。

对于这些阻力的計算，在很短的时間間隔內，可以近似地取它們等于常量。

在考虑阻力时，根据給定的枪机速度求枪管在任意瞬間的速度的基本方程式将为:

$$\frac{Q_c}{2g}V_{ci}^2+\frac{Q_3}{2g}V_{3i}^2-\Pi_{ci}\Delta x_i-\Pi_{3i}\Delta\xi_i$$
$$=\frac{Q_c}{2g}V_{c(i+1)}^2+\frac{Q_3}{2g}V_{3(i+1)}^2$$

或

$$\frac{Q_c}{2g}(V_{ci}^2-V_{c(i+1)}^2)+\frac{Q_3}{2g}(V_{3i}^2-V_{3(i+1)}^2)$$
$$=\Pi_{ci}\Delta x_i+\Pi_{3i}\Delta\xi_i, \tag{18}$$

式中 V_{ci}，V_{3i}——枪管和枪机在任意时間 t_i 时的速度；

$V_{c(i+1)}$、$V_{3(i+1)}$——时間为 $t_{(i+1)}=t_i+\Delta t_i$ 时枪管和枪机的速度；

Q_c，Q_3——枪管和枪机的重量；

Π_c，Π_{3i}——Δt_i 时間內枪管和枪机复进簧的平均阻力；

Δx_i，$\Delta\xi_i$——不考虑阻力时求得的枪管和枪机在 Δt_i 时間內的位移。

平均阻力 Π_{ci} 和 Π_{3i} 可根据 $\Pi_{ci}=f(x)$ 和 $\Pi_{3i}=f(\xi)$ 的图解和在不考虑阻力时所求得的位移 Δx_i 及 $\Delta\xi_i$（在第一次近似計算中求得的位移）求出。

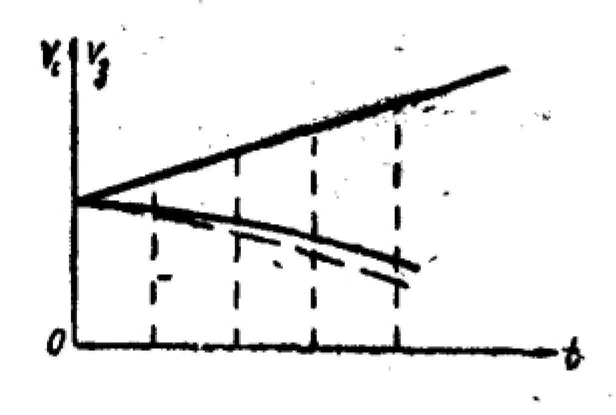


图253 $V_c=f(x)$ 和 $V_3=f(x)$ 图解。

利用上面所取的枪机速度变化规律（图 249）和公式（18），就可得出枪管速度的修正值。

图 253 的实綫表示前面求出的枪管和枪机的速度变化规律，即在不考虑复进簧阻力时求得的枪管和枪机速度变化规律。

虛綫表示在考虑复进簧阻力时枪管速度的变化规律。利用新曲綫（虛綫）所作出的加速机輪廓，将与前面得出的輪廓稍有不同，建議讀者利用上述方法，根据已修正的枪管速度曲綫作出加速机的凸輪輪廓。

当傳速比 $k=\frac{V_3}{V_c}$ 由1平滑地增加时，就能保証凸輪加速机的工作平稳（无撞击）。但是用上述方法得出的加速机輪廓，在机构工作的现实条件下（零件有制造誤差时），可能保証不了机构的平稳工作。因为，由于上述原因，加速机开始工作时的傳速比可能比1大一些。这样，在加速机工作时，枪管的动能将依靠几次連續撞击傳递給枪机。

为了研究这种加速机的工作，必須利用撞击公式。

在加速机开始工作时（第一次撞击），可以利用公式（14）和（15）来計算枪管和枪机在撞击后的速度，即

$$V_c'=V_c\left[1-\frac{\left(1-\frac{1}{k_1}\right)(1+b)}{1+\frac{m_c}{m_3k_1^2}}\right], \tag{19}$$

$$V_3'=V_c\left[1+\frac{(k_1-1)(1+b)}{1+\frac{m_3k_1^2}{m_c}}\right], \tag{20}$$

式中 V_c——第一次撞击前枪管和枪机的速度；

V_c'，V_3'——第一次撞击后枪管和枪机的速度；

k_1——第一次撞击瞬間枪机对枪管的傳速比；

m_c，m_3——枪管和枪机的质量；

b——恢复系数。

在这次撞击以后，枪管和枪机的运动联系将由于跳动而破坏，枪管和枪机将分别在其彈簧阻力的作用下独自运动一个时期。但是，由于加速凸輪的旋轉，枪管和枪机的联系又可能重新恢复，并且在重建这种运动联系的瞬間，枪管可能通过加速机对枪机产生第二次撞击。枪机和枪管在第二次撞击时的位置，可用下列方法来确定。

枪机在第一次撞击后的位移可用下式求出：

$$x_3=\int_0^t V_3dt,$$

式中 V_3——在加速机发生第一次撞击后，枪机和枪管没有运动

联系的时期内枪机的速度；

t ——时間。

由于計算的是枪机在各力作用下的单独运动（例如，复进簧阻力作用下的运动），积分符号內的速度 V_3 可用时間函数表示之。

上一积分式可以改写为下列形式：

$$x_3=\int_0^t V_3\frac{dx_c}{dx_c}\,dt=\int_0^{x_c}\frac{V_3}{V_c}\,dx_c,$$

式中 $V_c=\frac{dx_c}{dt}$——加速机发生第一次撞击后，枪管与枪机沒有运动联系的时期内枪管的速度；

x_c——枪管的位移。

如果加速机发生第一次撞击以后，枪管和枪机之間一直保持着运动联系，那么，枪机在加速机工作时期内的位移就应写为：

$$x_3'=\int_0^x\frac{v_3}{v_c}\,dx,$$

式中 v_3 和 v_c——在枪管和枪机有运动联系的条件下，当加速机工作时枪机和枪管的速度。

后一表达式可以改写为：

$$x_3'=\int_0^x k\,dx,$$

式中 k ——加速机工作时，枪机与枪管的运动联系所确定的枪机对枪管的傳速比。

显然，在枪机与枪管沒有运动联系时枪机的位移与它們之間有运动联系时枪机的位移相等时，枪管就将对枪机产生第二次撞击，也就是說，当 $x_3=x_3'$ 时，加速机将产生第二次撞击。

用图解法确定第二次撞击的时間比較方便。

为此，必須在直角座标系中作 $\frac{V_3}{V_c}=f(x_c)$ 和 $k=f(x_c)$ 两曲綫，幷把第一次撞击瞬間作为計算时間的起点（图254）。

利用图 254 上这两根曲线，使图上画剖面綫的两块面积相等，即可求出在加速机中产生第二次撞击时枪管的位移。

知道枪管和枪机在撞击后沒有运动联系时的关系式 $V_c = f(x_c)$ 并知道关系式 $\frac{V_3}{V_c} = f(x_c)$，就可以求出第二次撞击瞬間枪管和枪机的速度。

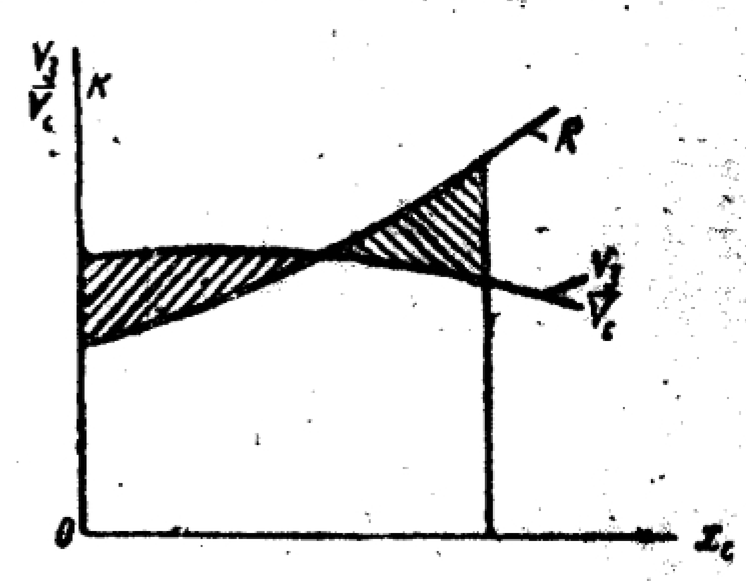


图254 $\frac{V_3}{V_c} = f(x_c)$ 和 $k = f(x_c)$ 的图解。

根据图 254 的图綫也易于求出第二次撞击瞬間的 k_2 之值。

为了求出第二次撞击后枪管和枪机的速度，应当利用下列公式：

$$V'_c = V_c - \frac{\left(V_c - V_3 \frac{1}{k_2}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_c}{m_3 k_2^2}},$$

$$V'_3 = V_3 + \frac{(k_2 V_c - V_3)(1+b)}{1 + \frac{m_3 k_2^2}{m_c}},$$

式中 V_c 和 V_3——第二次撞击前枪管和枪机的速度；

V'_c 和 V'_3——第二次撞击后枪管和枪机的速度；

b——恢复系数；

m_c 和 m_3——枪管和枪机的质量；

k_2——第二次撞击时枪机对枪管的傳速比。

以后可以类似地求出第三、第四各次撞击后枪管和枪机的速度。

这样，枪管和枪机的速度随时間的变化关系曲綫将如图 255 所示。

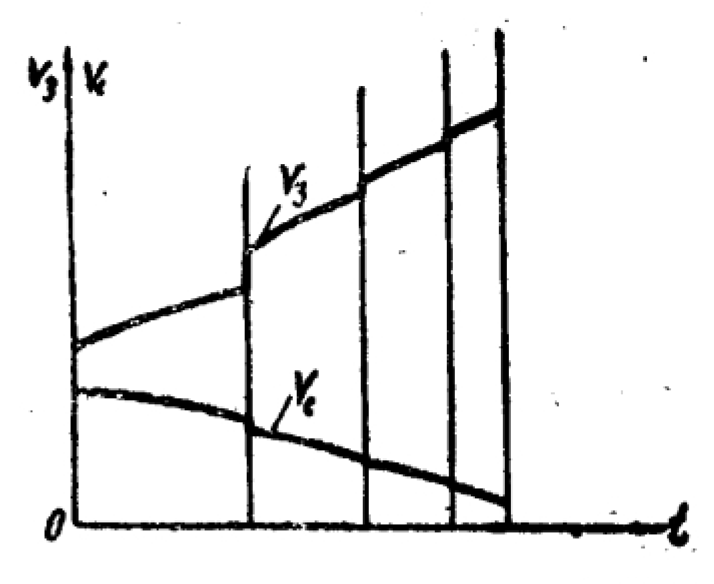


图255 $V_c = f(t)$和$V_3 = f(t)$的图解。

4 仿型加速机

图256、257、258所示都是仿型加速机。它是凸輪机构的变种。在这里，凸輪固定不动，起着靠模的作用。活动零件通常通过滚柱与靠模相互作用。

仿型加速机通常能用来使枪机开鎖，这样就能减少自动武器中机构的数量。

在使用仿型加速机时，枪机通常由机头和机体两部分組成。在这种情况下，加速机工作时，枪机（机头）的开鎖和机体相对于机头的加速同时进行。

仿型加速机的结构主要取决于枪机閉鎖的方法。

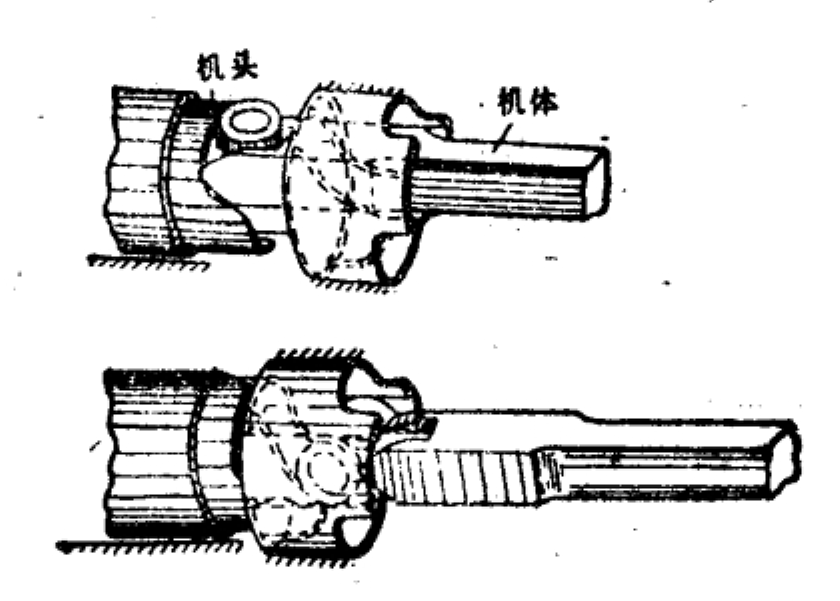


图256 用机头閉鎖的仿型加速机（MG-151机枪）。

图 256 是用机头閉鎖的仿型加速机。在此机构中，当枪管和枪机在后座力作用下运动时，机头上的滚柱与閉鎖套上（閉鎖套是固定的）定形槽的側面相互作用，使枪机开鎖。机头轉动时，两个滚柱同时还作用在枪机体的斜面上，使机体加速，并使机体内的击針簧待机。由于加速机的工作，在枪机开鎖結束时，机体离开枪管和机头，并具有很大的速度。然后机体擋奮机头并与之相連接。所以机体和机头共同运动的起始速度大于枪管的速度。

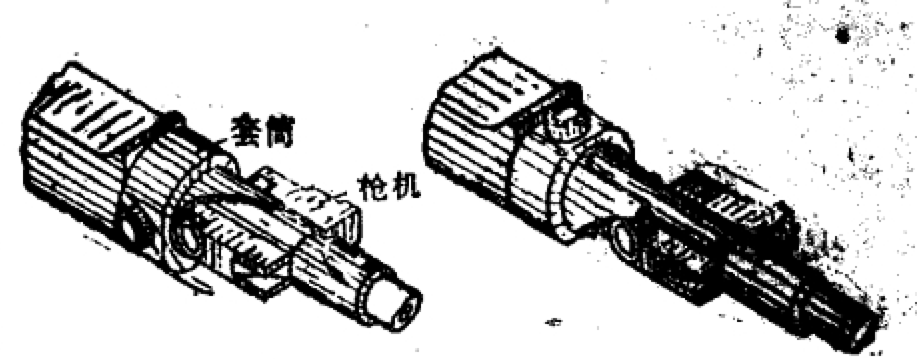


图257 用閉鎖套閉鎖的仿型加速机（MG-17 机枪）。

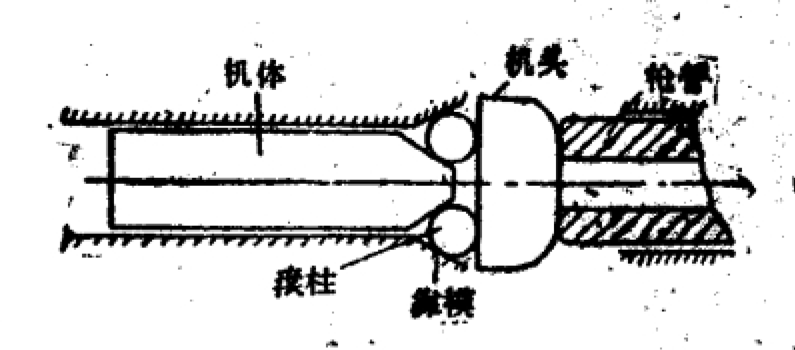


图258 用滚柱閉鎖的仿型加速机（MG-42机枪）。

图 257 是用回轉閉鎖套閉鎖的仿型加速机。在此机构中，枪机加速是在开鎖枪机以后进行的。同时閉鎖套上的定形面又与枪机上的滚柱相互作用，使枪机加速。枪管在后座力作用下運动时，閉鎖套借其滚柱与固定机匣上的定形面（靠模）相互作用，发生回轉。

图 258 是用滚柱閉鎖的仿型加速机。在此机构中，当枪机（机头）开鎖时，閉鎖滚柱向內收攏，使机体产生加速。滚柱是由于枪管后座时受到机匣定形板（靠模）的作用收攏的。

仿型加速机的构造通常都很复杂，因而零件的制造要求很精确，但它能保証机构的工作很平稳，并且能够把加速机构和閉鎖机构的机能合并在一个机构內。这种加速机在现代自动武器中应

用极为广泛。

仿型加速机的計算方法与凸輪加速机相同，其特点只在于靠模輪廓的繪制。

現在我們研究一下图 259 所示加速机构靠模輪廓的繪制方法。

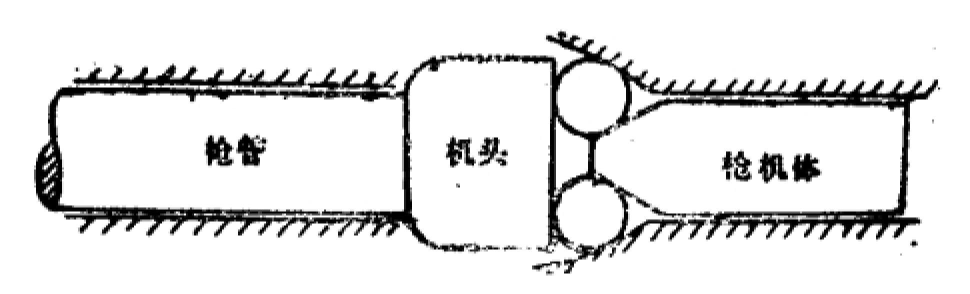


图259 仿型加速机略图。

在此机构中，当枪管和机头一起向后运动时，閉鎖滚柱受定形板（靠模）的作用而向内合攏，同时作用在楔形机体上，使机体相对于枪管和机头加速。

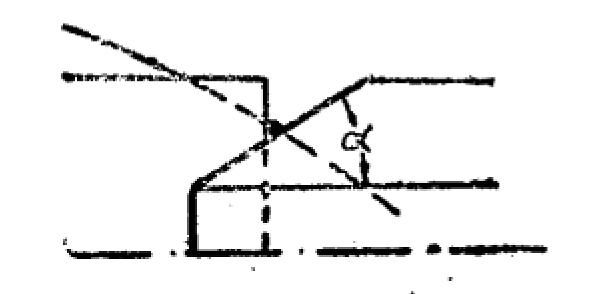


图260 仿型加速机的簡化图。

在这种情况下，为了作出靠模的輪廓，首先应当簡化机构的略图。把机头、机体和靠模的工作表面移到滚柱的中心上去，而且只研究一个滚柱的工作（图 260）。

当已知枪机位移 x_3 与枪管位移 x_c 的关系时，利用此略图就可以按下述方法作出靠模（移到滚柱中心上的）的理論輪廓。

作一水平綫（图 261）并把它分成与 Δx_c 相对应的若干間隔，在每一間隔的末端作垂直綫。

然后，在此同一水平綫上截取与 Δx_3 相对应的若干綫段，并由每一綫段的末端作一直綫与水平綫成 α 角（图261）。对应的斜綫与垂直綫的交点 a 就是靠模理論輪廓上的一点，因为这样作图时，对所研究的加速机的結构来說，当枪管作 Δx_c 的位移时，机体将相应地作 Δx_3 的位移。

用一平滑曲綫連接所有的 a 点，即得靠模的理論輪廓。

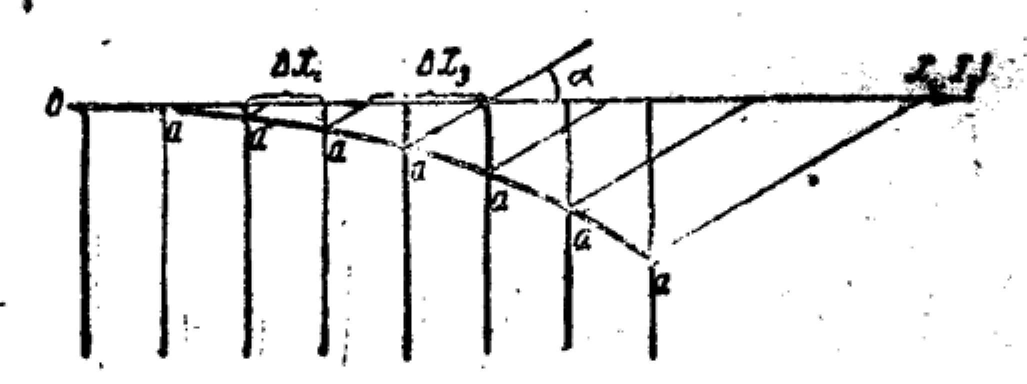


图261 靠模輪廓的繪制。

为了求得靠模的实际輪廓，必須对所得曲綫作一等距曲綫，如图 262 所示。

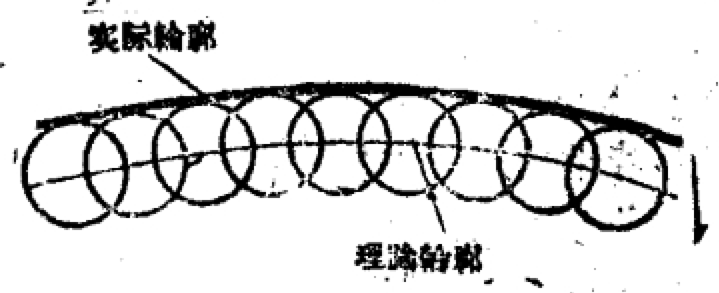


图262 靠模的实际和理論輪廓。

为了作出具有回轉机头或閉鎖套的加速机的靠模輪廓(图256和257)，应当依据靠模的平均半徑把实际机构方案的工作表面展成平面，予以簡化。例如图 263 就是这种簡化了的仿型加速机的略图（是根据靠模平均半徑展开的），这个略图的实际結构如图256所示。

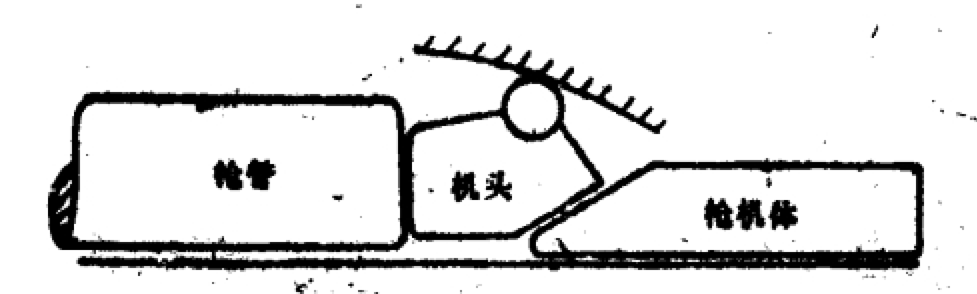


图263 仿型加速机的簡化图。

图 263 上的略图和 259 图沒有什么原則上的区别，因此完全可以利用同样的方法作出展开在平面上的靠模輪廓，然后根据实际加速机中靠模的平均半徑将此輪廓卷起来，就可以得出实际的机头回轉式加速机。

5 彈簧加速机

图 264 所示是一个彈簧加速机的工作略图。在此机构中，彈簧是用来重新分配枪机和枪管的动能的，在枪管和枪机在后座力

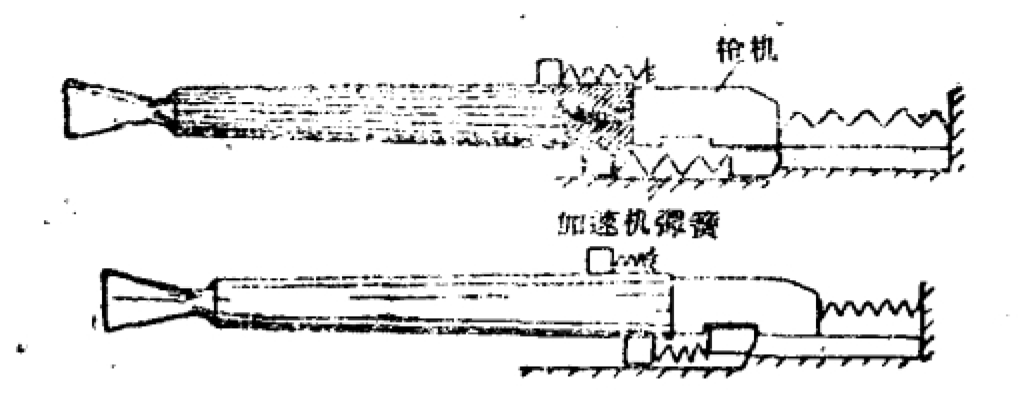


图264 彈簧加速机的工作略图。

作用下共同运动的时期内，彈簧受到压縮，彈簧在枪机开鎖后伸張，以加速枪机和緩滯枪管的运动。彈簧加速机比上述各种加速机有若干优点，它能保証很平稳的工作。这种加速机工作时，并无很大的力傳給机匣，因为加速机簧的力（加速机工作时）对枪管和枪机系統来說都是內力。这就会減小整个武器后座时对枪架和枪座的作用力。这种机构工作的可靠性取决于加速机簧的质量。

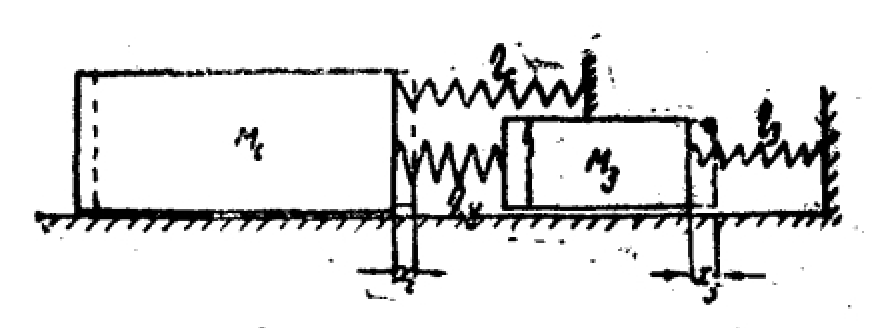


图265 彈簧加速机的工作簡化图。

此外，这种加速机的結构一般都很复杂，并且，在用手重新装塡时，需要压縮加速机簧。

由于这些缺点，彈簧加速机在现代自动武器中沒有得到推广。对彈簧加速机的計算，可以采用下述方法进行：

研究一下枪管和枪机解脱联接后在加速机彈簧作用下的共同运动（图265），可以写出枪管和枪机的运动方程式如下●：

● 在研究其他各机构时，不管考虑到还是沒考虑到整个武器的运动，只要所研究的机构的实际略图能化成图265的形式，都可以采用下述計算方法。

$$M_c\ddot{x}_c = -\Pi_c - \Pi_y - R_c, \tag{21}$$

$$M_3\ddot{x}_3 = -\Pi_3 - R_3 + \Pi_y。 \tag{22}$$

枪管复进簧的內力 Π_c，加速机弹簧的內力 Π_y 和枪机复进簧的內力 Π_3 可以写为:

$$\Pi_c = \Pi_{c0} + \eta_c x_c;$$

$$\Pi_y = \Pi_{y0} - \eta_y(x_3 - x_c);$$

$$\Pi_3 = \Pi_{30} + \eta_3 x_3。$$

把这些表达式代入（21）和（22）两式中，可得:

$$M_c\ddot{x}_c = -\Pi_{c0} - \eta_c x_c - \Pi_{y0} - \eta_y(x_c - x_3) - R_c, \tag{23}$$

$$M_3\ddot{x}_3 = -\Pi_{30} - \eta_3 x_3 - R_3 + \Pi_{y0} - \eta_y(x_3 - x_c), \tag{24}$$

式中　M_c, M_3——枪管质量和考虑了加速机的质量时的枪机质量；

Π_{c0}; Π_{30}; Π_{y0}——枪管复进簧、枪机复进簧和加速机弹簧的预压內力；

η_c; η_3; η_y——枪管复进簧、枪机复进簧和加速机弹簧的刚度；

R_c, R_3——作用在枪管和枪机上的摩擦力，其方向与枪管和枪机速度的方向相反；

x_c, x_3——枪管和枪机的座标。

方程式（23）和（24）可以写成下列形式:

$$\ddot{x}_c = -\frac{\Pi_{c0}+\Pi_{y0}+R_c}{M_c} - \frac{\eta_c+\eta_y}{M_c}x_c + \frac{\eta_y}{M_c}x_3, \tag{25}$$

$$\ddot{x}_3 = -\frac{\Pi_{30}+R_3-\Pi_{y0}}{M_3} - \frac{\eta_3+\eta_y}{M_3}x_3 + \frac{\eta_y}{M_3}x_c, \tag{26}$$

或缩写为:

$$\ddot{x}_c + ax_c - bx_3 + c = 0, \tag{27}$$

$$\ddot{x}_3 + px_3 - qx_c + r = 0, \tag{28}$$

式中，系数 a、b、c、p、q 和 r 表示下列关系:

$$c = \frac{\Pi_{c0}+\Pi_{y0}+R_c}{M_c};$$

$$r = \frac{\Pi_{30} - \Pi_{y0} + R_3}{M_3};$$

$$a = \frac{\eta_c + \eta_y}{M_c};$$

$$p = \frac{\eta_3 + \eta_y}{M_3};$$

$$b = \frac{\eta_y}{M_c};$$

$$q = \frac{\eta_y}{M_3}。$$

换用新的变量

$$y = x_c + k, \tag{29}$$

$$z = x_3 + \frac{a}{b}k - \frac{c}{b}, \tag{30}$$

式中

$$k = \frac{pc - br}{pa - qb}, \tag{31}$$

则可将微分方程式（27）和（28）化为:

$$\ddot{y} + ay - bz = 0,$$

$$\ddot{z} + pz - qx = 0,$$

或者把 a、b、p、q 等值代入，并相应地乘以质量 M_c 和 M_3，可得:

$$M_c\ddot{y} + (\eta_c + \eta_y)y - \eta_y z = 0, \tag{32}$$

$$M_3\ddot{z} + (\eta_3 + \eta_y)z - \eta_y y = 0。 \tag{33}$$

为了把这些方程式化为便于运用图解解析法的形式，必须用主座标 Θ_1 和 Θ_2 来表示这些方程式，取

$$y = \Theta_1 + \Theta_2, \tag{34}$$

$$z = \alpha_1\Theta_1 + \alpha_2\Theta_2, \tag{35}$$

式中 α_1 和 α_2 为常量。

代换座标之后可得:

$$M_c(\ddot{\Theta}_1 + \ddot{\Theta}_2) + (\eta_c + \eta_y)(\Theta_1 + \Theta_2) - \eta_y(\alpha_1\Theta_1 + \alpha_2\Theta_2) = 0; \tag{36}$$

$$M_3(\alpha_1\ddot{\Theta}_1 + \alpha_2\ddot{\Theta}_2) + (\eta_3 + \eta_y)(\alpha_1\Theta_1 + \alpha_2\Theta_2) - \eta_y(\Theta_1 + \Theta_2) = 0。 \tag{37}$$

以 α_1 乘（37）式，并与（36）式相加，得

$$\ddot{\Theta}_1(M_c+M_3\alpha_1^2)+\Theta_1[\eta_c+\eta_y-2\eta_y\alpha_1+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1^2]$$
$$+\ddot{\Theta}_2(M_c+M_3\alpha_1\alpha_2)+\Theta_2[\eta_c+\eta_y-\eta_y(\alpha_1+\alpha_2)$$
$$+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1\alpha_2]=0。\quad (38)$$

以 α_2 乘（37）式，并与（36）相加式，得

$$\ddot{\Theta}_2(M_c+M_3\alpha_2^2)+\Theta_2[\eta_c+\eta_y-2\eta_y\alpha_2+(\eta_3+\eta_y)\alpha_2^2]$$
$$+\ddot{\Theta}_1(M_c+M_3\alpha_1\alpha_2)+\Theta_1[\eta_c+\eta_y-\eta_y(\alpha_1+\alpha_2)$$
$$+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1\alpha_2]=0。\quad (39)$$

如果在方程式（38）和（39）中，令

$$\eta_c+\eta_y-2\eta_y\alpha_1+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1^2=A,$$
$$\eta_c+\eta_y-2\eta_y\alpha_2+(\eta_3+\eta_y)\alpha_2^2=B$$

并取

$$M_c+M_3\alpha_1\alpha_2=0, \quad (40)$$
$$\eta_c+\eta_y-\eta_y(\alpha_1+\alpha_2)+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1\alpha_2=0, \quad (41)$$

則方程式（38）和（39）可写为，

$$\ddot{\Theta}_1(M_c+M_3\alpha_1^2)+\Theta_1A=0,$$
$$\ddot{\Theta}_2(M_c+M_3\alpha_2^2)+\Theta_2B=0。$$

解这些方程式时，可以运用第二章所讲的图解解析法。

常量 α_1 和 α_2 可由（40）和（41）两式求出，这两个公式可以写成下列形式：

$$\alpha_1\alpha_2=-\frac{M_c}{M_3},$$
$$\alpha_1+\alpha_2=\frac{\eta_c}{\eta_y}+1-\left(\frac{\eta_3}{\eta_y}+1\right)\frac{M_c}{M_3},$$

由此可得

$$\alpha_{1,2}=\frac{1}{2}\left[\frac{\eta_c}{\eta_y}+1-\left(\frac{\eta_3}{\eta_y}+1\right)\frac{M_c}{M_3}\right]\pm$$
$$\pm\sqrt{\frac{1}{4}\left[\frac{\eta_c}{\eta_y}+1-\left(\frac{\eta_3}{\eta_y}+1\right)\frac{M_c}{M_3}\right]^2+\frac{M_c}{M_3}}。\quad (42)$$

圆周振动頻率为：

$$p_1=\sqrt{\frac{A}{M_c+M_3\alpha_1^2}},$$

$$p_2=\sqrt{\frac{B}{M_c+M_3\alpha_2^2}}。$$

p_1 和 p_2 同样可以用 α_1 和 α_2 表示。

实际上，

$$A=\eta_c+\eta_y-2\eta_y\alpha_1+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1^2=\eta_c+\eta_3\alpha_1^2+\eta_y(\alpha_1-1),$$

但 $$\eta_c+\eta_y-\eta_y(\alpha_1+\alpha_2)+(\eta_3+\eta_y)\alpha_1\alpha_2=0,$$

或 $$\eta_c+\eta_3\alpha_1\alpha_2=\eta_y(\alpha_1-1)(1-\alpha_2),$$

由此得 $$\eta_y(\alpha_1-1)^2=\frac{(\eta_c+\eta_3\alpha_1\alpha_2)(\alpha_1-1)}{1-\alpha_2}。$$

将此表达式代入系数 A 的表达式中，得

$$A=\frac{(\alpha_2-\alpha_1)(\eta_c+\eta_3\alpha_1)}{\alpha_2-1}。$$

另一方面，

$$M_c+M_3\alpha_1^2=M_c\left(1+\frac{M_3}{M_c}\alpha_1^2\right)=M_c\left(1-\frac{\alpha_1^2}{\alpha_1\alpha_2}\right)=M_c\frac{\alpha_2-\alpha_1}{\alpha_2}。$$

因此，

$$p_1=\sqrt{\frac{(\eta_c+\eta_3\alpha_1)\alpha_2}{M_c(\alpha_2-1)}}=\sqrt{\frac{\eta_c+\eta_3\alpha_1}{M_c}\left(\frac{1}{1-\frac{1}{\alpha_2}}\right)}。$$

同样也可以証明：

$$p_2=\sqrt{\frac{\alpha_2(\eta_3+\eta_y)-\eta_y}{M_3\alpha_2}}=\sqrt{\frac{\eta_3+\eta_y-\frac{\eta_y}{\alpha_2}}{M_3}}。$$

主座标 Θ_1 和 Θ_2 可以用座标 y 和 z 表示如下：

$$\Theta_1=\frac{z-\alpha_2 y}{\alpha_1-\alpha_2},\quad \Theta_2=\frac{\alpha_1 y-z}{\alpha_1-\alpha_2}。$$

因此，主座标的起始值为：

$$\Theta_{01}=\frac{z_0-\alpha_2 y_0}{\alpha_1-\alpha_2},\quad \Theta_{02}=\frac{\alpha_1 y_0-z_0}{\alpha_1-\alpha_2},$$

式中 y_0 和 z_0——座标 y 和 z 的起始值。

前面曾取

$$y=x_c+k \text{ 和 } z=x_3+\frac{a}{b}k-\frac{c}{b},$$

式中

$$k=\frac{rc-br}{pa-qb}。$$

如果认为在 $t=0$ 时，$x_c=0$ 和 $x_з=0$，则可得

$$y_0=k \text{ 和 } z_0=\frac{ak-c}{b}。$$

将 a、b、c、r、p、q 等值代入，同样可以得出：

$$k=\frac{f_c\left(\frac{\eta_c}{\eta_y}+\frac{\eta_c}{\eta_з}\right)+f_c+f_y}{1+\frac{\eta_c}{\eta_y}+\frac{\eta_c}{\eta_з}},$$

$$\frac{ak-c}{b}=\frac{f_c\frac{\eta_y}{\eta_з}+f_з\left(1+\frac{\eta_c}{\eta_y}\right)}{1+\frac{\eta_c}{\eta_y}+\frac{\eta_c}{\eta_з}},$$

式中

$$f_c=\frac{\Pi_c+R_c}{\eta_c};\quad f_з=\frac{\Pi_з+R_з}{\eta_з};\quad f_y=\frac{\Pi_y}{\eta_y}。$$

研究弹簧加速机工作时所必需的图解作图，如图 266 所示。

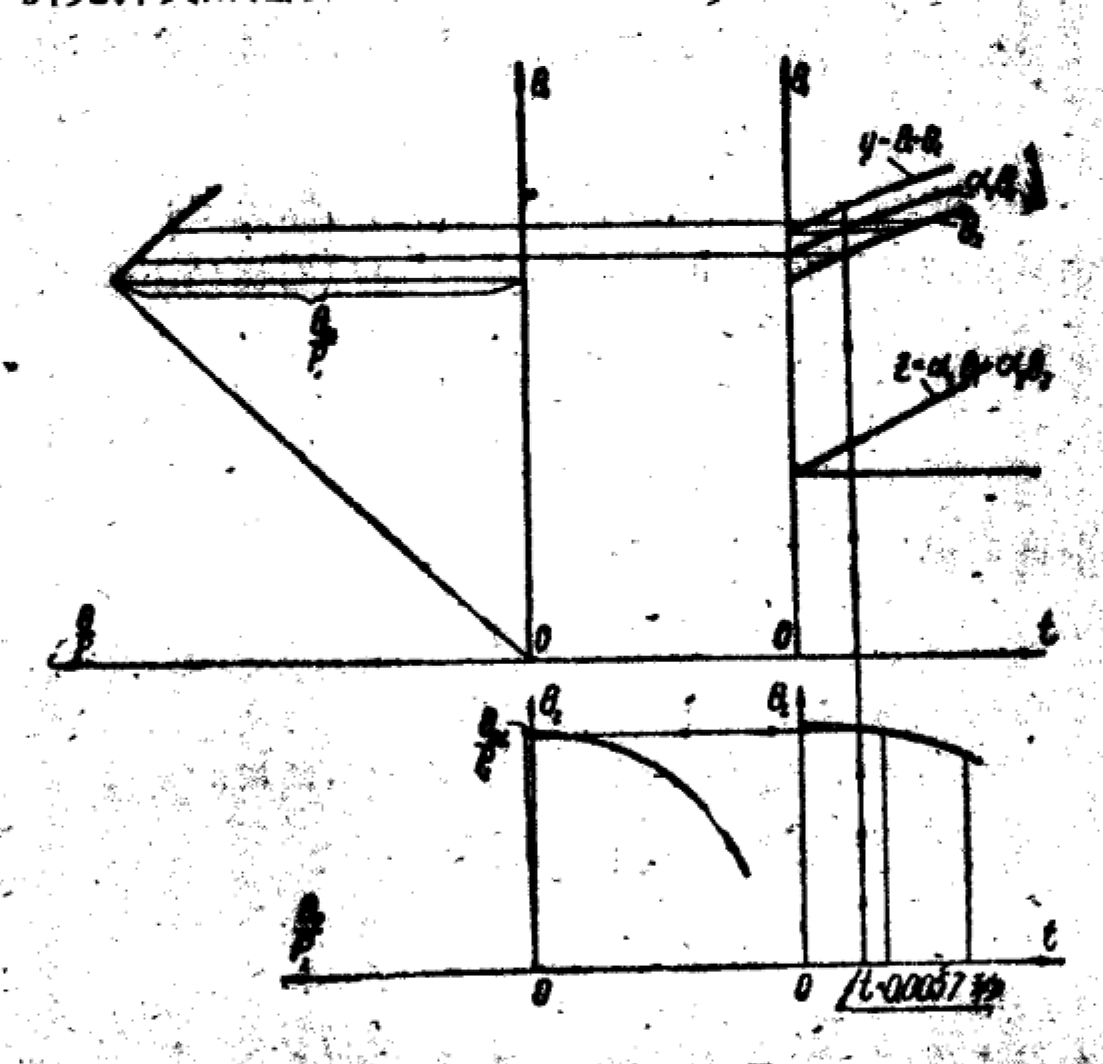


图266　图解作图。

如果用前面讲过的方法来研究枪管和枪机在弹簧加速机工作时的运动，就必须进行大量而复杂的計算工作和图解作图，这在实际工程計算时很不方便。下面将闡述枪管和枪机在弹簧加速机工作时，运动諸元的近似計算法。运用近似方法时，在加速机工作时期内的变量 $\ddot{x}_c$ 和 $\ddot{x}_з$ 可用平均常量来代替，取

$$\ddot{x}_c = I_c = -\frac{\Pi_{c.cp} + \Pi_{y0} + R_c}{M_c}, \tag{43}$$

$$\ddot{x}_з = I_з = -\frac{\Pi_{з0} + R_з - \Pi_{y0}}{M_з}, \tag{44}$$

式中 I_c, $I_з$——加速机工作时，枪管和枪机的平均加速度；

$\Pi_{c.cp}$——加速机工作时，在枪管位移 x_1 内枪管复进簧的平均内力；

$$\Pi_{c.cp} = \frac{\Pi_{c0} + \Pi_{cx1}}{2};$$

$\Pi_{з0}$, Π_{y0}——加速机开始工作时枪机复进簧和加速机弹簧的初始内力，

M_c, $M_з$——枪管质量和考虑了加速机质量时的枪机质量；

R_c 和 $R_з$——作用在枪管和枪机上的摩擦力。

微分方程式（43）和（44）的解，可以写作如下形式：

$$x_{c1} = V_1 t_1 + \frac{I_c t_1^2}{2}, \tag{45}$$

$$x_{з1} = V_1 t_1 + \frac{I_з t_1^2}{2}。 \tag{46}$$

由此可得，

$$V_2 = V_1 + I_c t_1, \tag{47}$$

$$W_2 = V_1 + I_з t_1, \tag{48}$$

式中 V_1——加速机开始工作时，枪管和枪机的速度；

t_1——加速机的工作时間；

x_{c1}, $x_{з1}$——加速机工作时，枪管和枪机的位移；

V_2, W_2——加速机工作結束瞬間枪管和枪机的速度。

在运用近似法时，建議取如下的計算順序：

1）知道了枪管位移 x_{c1} 之后，按公式（45）求出时間 t_1。

2）按公式（46）求出枪管位移 x_{31}。

在第一次近似中求得枪管和枪机在加速机工作时間內的位移 x_{c1} 和 x_{31} 之后，便可按下列公式更精确地求出枪管和枪机的平均加速度 I_c 和 I_3。

$$I'_c = -\frac{\Pi_{c.cp}+\Pi_{y.cp}+R_c}{M_c},$$

$$I'_3 = -\frac{\Pi_{3.cp}-\Pi_{y.cp}+R_3}{M_3},$$

式中　$\Pi_{y.cp}$——加速机彈簧的平均內力；

$\Pi_{3.cp}$——枪机复进簧的平均內力。

$\Pi_{y.cp}$ 和 $\Pi_{3.cp}$ 量可根据枪机复进簧和加速机簧工作的图解求出（根据已知位移 x_{31} 和 $x_{31}-x_{c1}$），也可以按公式

$$\Pi_{y.cp}=\frac{\Pi_{y0}+\Pi_{y1}}{2};\quad \Pi_{3.cp}=\frac{\Pi_{30}+\Pi_{31}}{2};$$

用解析法求出。式中

$$\Pi_{y1}=\Pi_{y0}+\eta_y(x_{31}-x_{c1});\quad \Pi_{31}=\Pi_{30}+\eta x_{31}。$$

知道了平均加速度 I'_c 和 I'_3，并預先求出了更精确的时間 t_1，就可以根据（46）、（47）和（48）式求出更精确的 x_3；V_2；W_2。

上述精确計算法和近似計算法，不仅可用以計算加速机，而且，对于其他情況，只要所研究的实际机构略图可以化为图 265 的形式，就可以运用。

前面已指出，某些加速机在枪机开鎖后工作，而某些則在枪机开鎖过程中工作，这些类型的加速机都各有其优点和缺点，并且都采用在现代自动武器中。

枪机开鎖后工作的加速机，工作条件較好，因为工作时加速机中各个零件不承受火药气体压力，这有助于提高机构工作的可靠性和零件的寿命。但是，在加速机这样进行工作时，不可避免地要求枪管有相当大的行程，以保証开鎖机构和加速机构能够相继地进行工作。增加枪管行程，通常就要增加机匣长度，因此，也就要增加整个武器的外廓尺寸和重量。此外，开鎖机构和加速

机构依次相继进行工作，会妨碍射速的提高。

开鎖机构和加速机构同时进行工作，就沒有这些缺点。但会使加速机构的工作条件变坏，因为枪机的开鎖通常是在火药气体压力很大的情况下进行的，此压力作用在机构的各个零件上，从而增加了各零件的磨損，降低零件的使用期限。为了减少摩擦力，在这种加速机构中常采用滚柱，用滚动摩擦代替滑动摩擦。

§5 向受彈器供彈的机构

1 主要的供彈方法

在任何自动武器中，供彈的过程就是把枪弹由彈匣或彈鏈中順次推入彈膛。

供彈是自动重新装塡的最重要的一部分，它在很大程度上决定着自动机工作的可靠性，因此，无論在設計新武器时或研究現有武器的結构时，都必須特别仔細地加以研究。

在任何自动武器中，为了实現供彈，都必須在自动机的一个工作循环內完成以下两个基本动作：

1）移动彈匣內或彈鏈內的枪彈，使次一发枪彈进入受彈器。

2）将枪彈从受彈器推送入膛。

为了完成这两个动作，常采用构造和动作原理都不相同的机构，因而需要分别地研究向受彈器供彈的問題和由受彈器将枪彈送入彈膛的問題。

枪彈容器（彈鏈或彈匣）和送彈（在彈鏈或彈匣內的枪彈）机构是保証向受彈器供彈所必不可少的結构元件。

其中，前者在很大程度上决定着后者的結构和向受彈器供彈的整个供彈方式。

按照装彈的方法（用彈鏈或彈匣），可把供彈分为两种基本形式：彈鏈供彈和彈匣供彈。第一种情况是把枪彈装在彈鏈上，

然后送入受彈器；第二种情况是把枪彈装在彈匣內，然后送入受彈器。

自动武器的彈匣供彈与非自动武器相同，它最主要的优点是向受彈器供彈时可以不利用火药气体能量（靠旁的能源），因而使武器的结构簡单。这个优点使彈匣供彈至今还能在自动武器中获得广泛的应用。彈匣供彈的另一重要优点是整个构造都很緊凑。但是在彈匣供彈时，很难保証彈匣具有很大的容量，因而使自动武器的实际射速受到限制，因为更换彈匣需要很多的时間。所以，彈匣供彈主要用于半自动武器和射速要求不大的自动武器中。

彈鏈供彈只能在自动武器中使用。由于彈鏈具有很大的容量，故能保証武器有很大的实际射速。此种供彈方式，广泛用于重机枪和特种机枪中。彈鏈供彈要比彈匣供彈的《皮》重小得多，(卽枪彈数量相等时空彈鏈的重量要比空彈匣的重量小)。例如，若把分配在一发枪彈上的彈鏈或彈匣的重量比較一下，就会发现德普式机枪中彈盘的这一重量，几乎比馬克沁机枪中彈鏈的这一重量大至十倍●。

卽使彈鏈供彈有一些缺点（如使武器结构复杂化，彈鏈过长使武器不便于操作等），但由于目前特别要求提高武器的机动性，故彈鏈供彈已开始在輕机枪和大口徑机枪上使用。

彈匣供彈在手提式步兵武器（輕机枪、反坦克枪、冲鋒枪、步枪和手枪）中应用很广，在大口徑机枪和特种机枪上也使用它。

彈匣在武器上安装的位置，可以是多种多样的，必须根据每一种具体情况，由对武器的特殊要求来决定。

在步枪和冲鋒枪上，彈匣一般装置在机匣的下方。这种装置彈匣的方法，使武器的結构非常紧凑，并且也不限制射手的視界。这样配置彈匣，在步枪上还能保証便于用彈夹装彈。手枪的

● 卽使考虑彈箱的重量，彈鏈供彈的这一优点仍能保持。

弹匣一般装在握把內；在輕机枪和反坦克枪上，弹匣的安装位置则是各种各样的（上、下、左、右和形成各种不同的角度）。

每一种装置弹匣的方法都各有其优点和缺点。弹匣装置在上方位置时，更換弹匣方便，但限制了射手的視界，結果必須把瞄准装置移向側方。弹匣装置在下方时，射手的視界不受限制，对瞄准装置的安装也沒有什么限制，但更換弹匣就比較不方便，并且当弹匣很长时，就要增加火綫高度，因而不便于臥射。

如果弹匣装置在側方（左或右），武器的重心就要移向一边，形成一个力矩，使武器向装置弹匣的一边傾側，致使射击精度不好。

为了避免这些缺点，可以对称地装置弹匣，如 *MG*-34 式机枪那样。在这种机枪上，枪弹装在机匣左右两侧的两个弹鼓內，这两个弹鼓依次輪流供弹，因而不致改变武器重心的位置，沒有上面提到的那些缺点，但是它的結构又复杂了。

在大口徑机枪和特种机枪上，弹匣配置的方式也是极其多种多样的，配置方式的选擇，除了上述原因以外，还决定于武器固定在枪架和枪座上的条件，以及滿足武器瞄准时所需回轉角的可能性。例如，在坦克机枪上，将弹匣配置在下方时，可能使装在炮塔內的武器的射角大受限制。

保証弹匣供弹的主要元件是弹匣和送弹机构。

2 弹　匣

弹匣的主要功用是容納一定数量的枪弹，并保証及时地把枪弹推入受弹器，等待推入弹膛。

任何自动武器的供弹机构都在很大程度上决定着整个自动机工作的可靠性，而供弹机构工作的可靠性又主要是决定于枪弹的运动是否有規律而又平稳，这主要取决于弹匣的形状和尺寸。所以弹匣的形状和尺寸应当保証枪弹在弹匣內的运动有規律。

但是，弹匣的形状和尺寸在很大程度上决定于其携带是否方

便。携带方便与否，是携带备用枪弹（或彈匣）量的先决条件。（对手提式輕武器尤其如此）。所以彈匣的形状和尺寸应当保証运送方便。

彈匣的形状和尺寸，通常决定着武器在战斗状态下的外廓尺寸，因而也决定着武器在战斗条件下的隐蔽性和运动性。所以，彈匣的形状和尺寸应当取决于武器战斗使用的方便性。

武器最主要的战斗性能——实际射速——在頗大程度上决定于彈匣的容量。通常彈匣容量越大，实际射速也就越高。所以彈匣容量在尺寸允許的范圍內应当尽可能大些。

由受彈器向彈膛供彈的过程是自动机工作的基本部分。这一过程的好坏主要取决于由受彈器取出枪彈的条件；所以，为了保証自动机的正常工作，彈匣应当保証由受彈器取出枪彈时所需的阻力很小而又稳定。

在运送彈匣的各种条件下，都应当使枪彈能够牢靠地装定在彈匣內，而不致改变它在彈匣內的位置。

可換彈匣的质量，主要决定于裝填枪彈是否方便和迅速。裝填彈匣的速度愈高，保証一定火力所需要的彈匣数量也就愈少。所以裝填彈匣应当迅速而方便。

整套彈匣的重量常占武器全重的很大一部分，有时甚至会超过武器的重量。所以，为了提高武器的机动性，彈匣重量应該尽可能小些。

彈匣的形状，在各种不同勤务負荷的作用下，都不应遭到破坏。因为，彈匣个别組成部分的微小变形，都会使供彈机构在工作中发生故障。所以彈匣应当具有良好的强度。彈匣也应对抵抗外界影响（潮湿污垢等）有良好的耐久性；彈匣和供彈机构的內部应該可靠地密封，以免灰尘进入。

最后，可換彈匣装备的数量很大，因而应特别注意保証制造简单和成本低廉。

此外，各种武器的特殊使用条件，还可能对彈匣提出补充要

求。例如，有时候希望射手能够看到彈匣內的枪弹数量，有时要把彈匣用作輔助支柱或握把。

根据彈匣与武器連接的特点，可将彈匣分为以下三种：即可換彈匣、固定彈匣和通用彈匣。

可換彈匣是指这样一种彈匣，它在枪弹用完以后，可以由武器上取下，再換上装滿枪弹的彈匣。

固定彈匣不能从武器上取下，用完枪弹以后，可以在武器上重新装弹。

通用彈匣是这样一种彈匣，装弹时可以不从武器上取下彈匣，也可以用預先装好枪弹的彈匣来替換。

可換彈匣通常能保証最大的实际射速，因为更換彈匣的时間要比固定彈匣装塡的时間少。因此，在很短的时間內要求有較大的实际射速的自动武器中（冲鋒枪、輕机枪、手枪），可換彈匣获得广泛的应用。

但是，采用可換彈匣的武器的巨大实际射速，是靠携带足够多的、装好枪弹的彈匣来实現的。因而，也就是靠減低武器的机动性来实現的。

例如，德普式机枪所配备的五个空彈匣的重量，就几乎等于整个武器的重量。

减小可換彈匣的重量，就要降低彈匣的强度，因而会在使用时使大部分可換彈匣不合用。

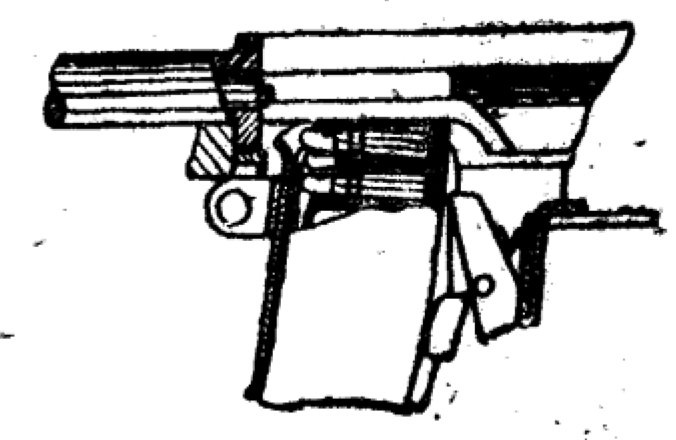


图267 ППС-43 的可換彈匣。

此外，与武器分开携带的可換彈匣，在战斗中还易于散失。然而，尽管可換彈匣有这些缺点，它还是广泛地采用在现代自动武器中。因为实际射速高的要求，决定着武器的主要战斗性能；为了保証这个要求，只好容忍由此产生的这些缺点。

固定彈匣可以大大降低武器在战斗状态下的全重，甚至在增

加了彈匣强度的条件下，也能降低其全重。它沒有可換彈匣的那些缺点；但是，卽使应用快速装彈装置，武器的实际射速仍然較小，固定彈匣主要用在步枪上，有时也用在輕机枪和手枪上。

通用彈匣实质上是可換彈匣的变种，装彈时可以不由武器上取下。这种彈匣，在某些情况下可以用更換彈匣的方法来提高武器的实际射速，但一般作为固定彈匣使用。

这种彈匣具有可換彈匣和固定彈匣的缺点，但在程度上要輕一些，它主要是用在步枪上。

1943年式ППС冲鋒枪的彈匣（图267）可以作为可換彈匣的例子，1891/30年式步枪的彈匣（图268）可作为固定彈匣的例子，СВТ-40式步枪的彈匣（图269）可作为通用彈匣的例子。

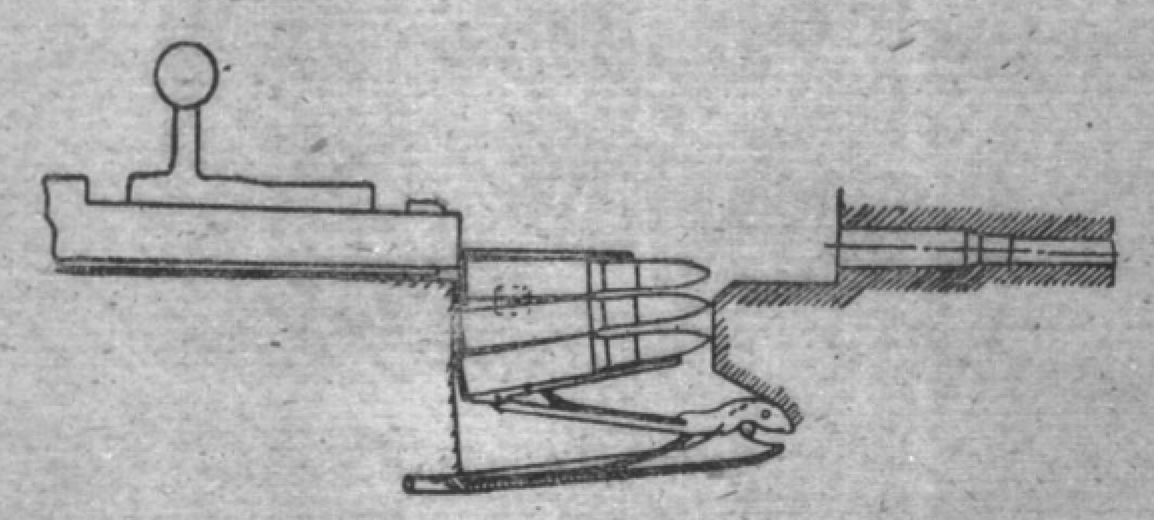


图268　1891/30式步枪的固定彈匣。

固定彈匣和通用彈匣，一般用桥夹或漏夹来装彈。用桥夹装彈时，应将枪彈从彈夹內推出，压入彈匣（彈仓）。

1891/30 年式步枪上彈仓的装彈（图270），可作为用桥夹装塡的例子。

用漏夹装塡彈匣，是把装滿枪彈的彈夹装入彈仓。

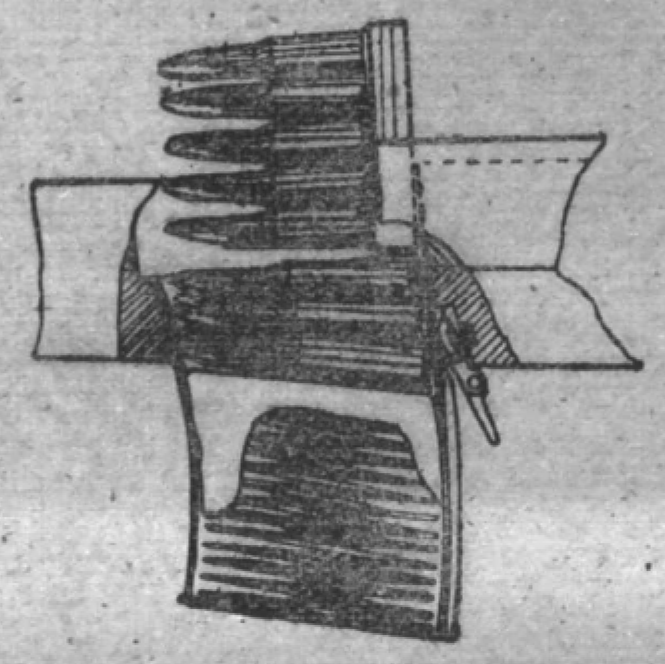


图269　СВТ-40步枪的通用彈匣。

在枪弹向受弹器供弹时从弹夹內推出。通常在全部枪弹都被推出之后，弹夹可在专用弹簧或重力作用下由弹仓中落出。

1941年式ПТРС反坦克枪上弹仓的装填（图271），可作为这种装填的例子。

根据弹夹內枪弹排列的情况，可将装填弹仓的弹夹分为单行的和双行的两种，图270上的弹夹是单行排列的，而图271上的弹夹則为双行交錯排列的。

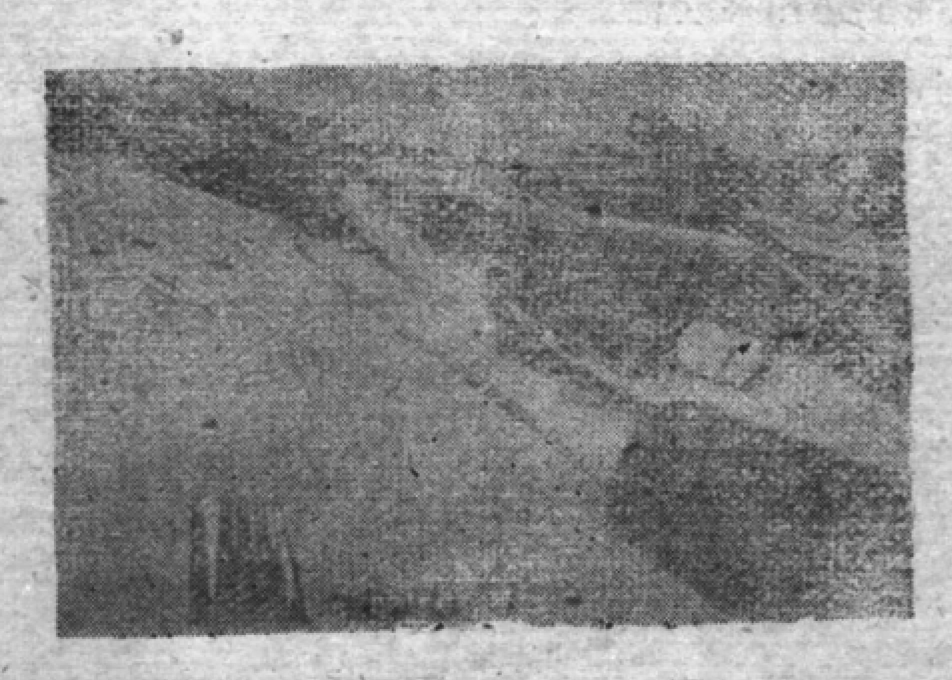


图270　1891/30年式步枪上弹仓的装填情形。

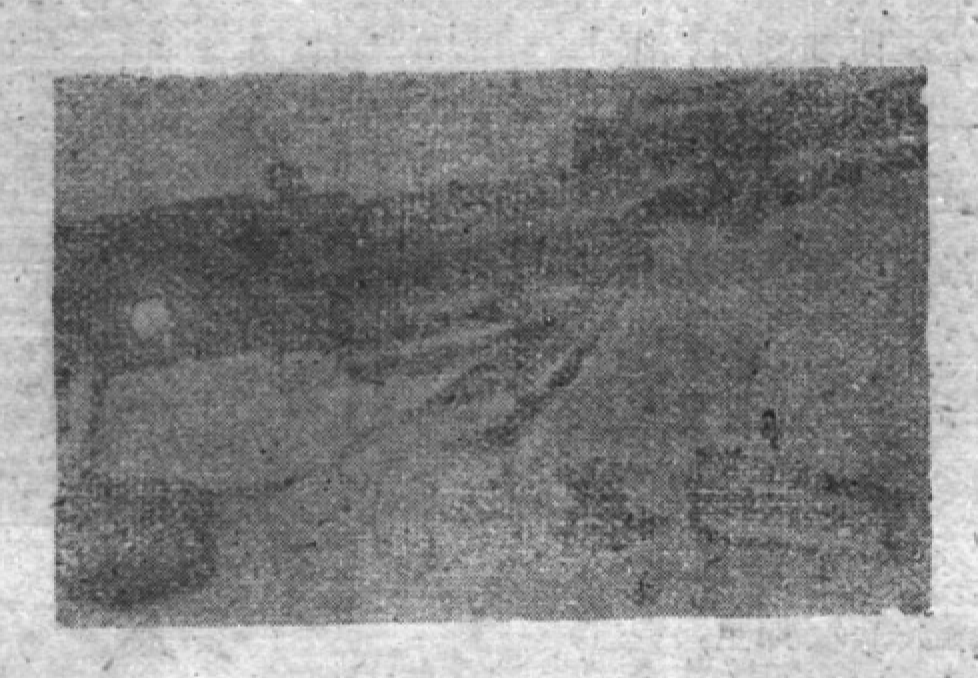


图71　ПТРС-41弹仓的装填情形。

采用何种形式的彈夹和彈夹的形狀，决定于彈仓的結构。

可換彈匣和通用彈匣还可以根据彈匣与受彈器連接的方式进行分类。

大部分彈匣与受进彈器做得使枪彈在送入彈膛之前，被彈匣本身的元件卡住。但有时彈匣上沒有做受彈器，受彈器直接做在武器上。使用这种彈匣，可以簡化彈匣的結构，且不必根据彈匣的数量制造大量的受彈器，此外，把受彈器安置在武器上通常可以縮短枪彈进入受彈器的路程，加速供彈的过程，这对速射武器来說是很重要的。

沒有受彈器的彈匣，通常应有一特殊装置以便在它装上武器之前，把枪彈卡在彈匣之內。一般常用一个片簧来构成这一装置，这种片簧能把枪彈卡在彈匣之內，当把彈匣装到武器上时，此片簧即被压开，放开枪彈，使其能进入武器的受彈器。

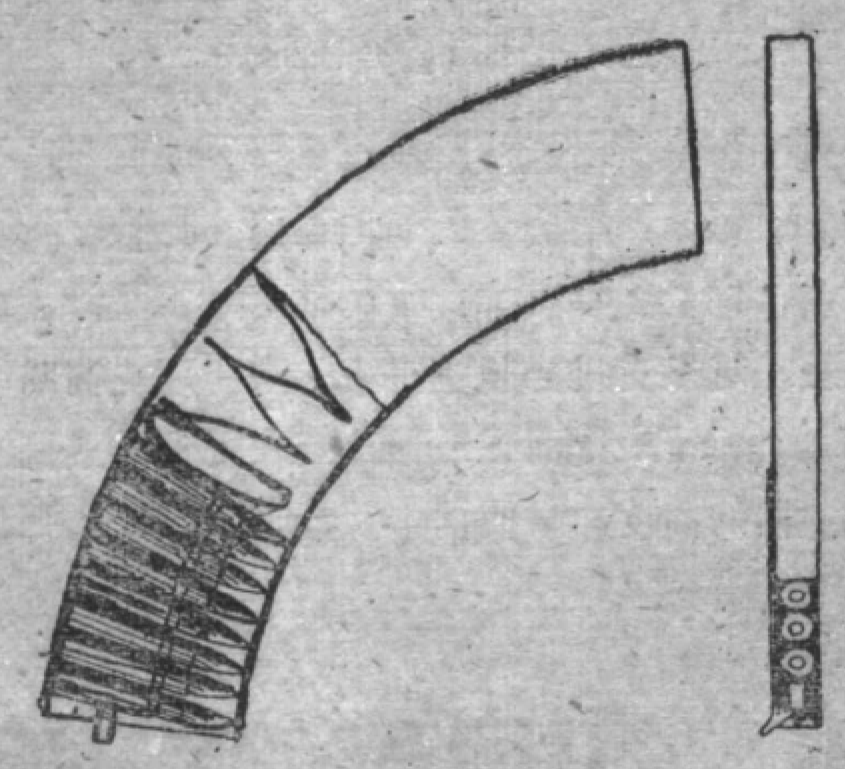


图272　馬德森机枪上无进彈口的彈匣。

图 272 就是用在馬德森輕机枪上的这种彈匣。

根据彈匣的形状和枪彈排列的順序，彈匣可分为箱式彈匣，彈盘和彈鼓。

在彈盘中枪彈对称軸的位置对彈盘軸成輻向排列，并且在供

弹时枪弹沿圓弧或螺旋綫移动。这种彈匣的容量很大，外圍尺寸和重量也大，而且結构复杂。它用在輕机枪、坦克机枪和航空机枪上。

彈盘內的枪彈可成单层或多层排列。

德普式机枪上的彈盘（容量47发，图273）可作为单层彈盘的例子。这个彈盘由上下两个圓盘組成，下圓盘是固定的，上圓盘是活动的，这两个圓盘用一个軸联接起来。枪彈放在活动圓盘內的梳齿中間，在圓盘旋轉时，它依次沿导彈面进入下圓盘的受彈器內。上圓盘的轉动是依靠装在下圓盘上的蝸旋彈簧的作用。上圓盘內的篦齿能够可靠地固定枪彈的位置，使之不致在供彈时发生傾斜。



图273　德普式机枪上的彈盘。

图274是一个枪彈沿螺旋綫成三层排列的彈盘，这个彈盘用在ДТ式坦克机枪中，其容量为63发枪彈。比較一下单层彈盘和多层彈盘，就可以看到多层彈盘比較紧凑，但是高度較大，因而要提高瞄准綫。对坦克机枪和航空机枪来説，提高瞄准綫沒有什么不方便。在輕机枪中提高瞄准綫，会在射击时感到有些不便，并且要增加武器的高度，致使携带武器也不方便。彈盘通常是可更換的。

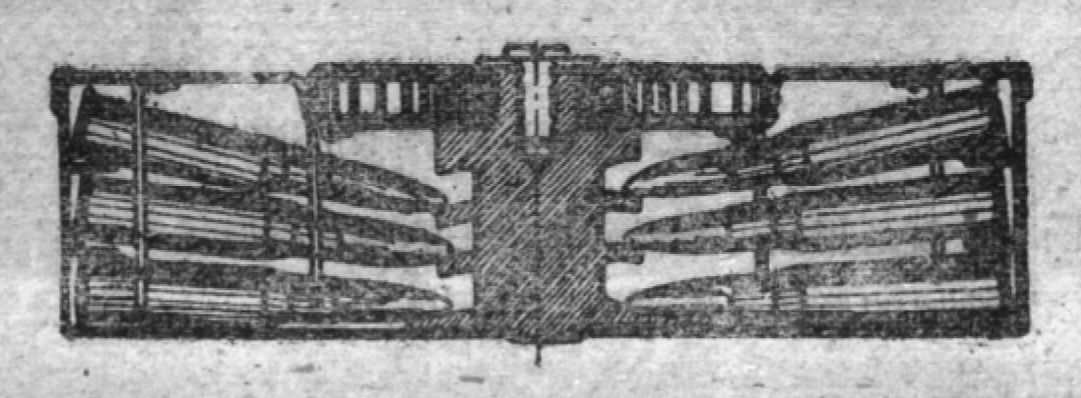


图274　ДТ式机枪上的彈盘。

弹鼓与弹盘的区别在于枪弹的排列方法不同。在弹鼓中，枪弹軸与弹鼓軸平行排列。弹鼓主要用在冲鋒枪和大口徑机枪上。

和弹盘一样，弹鼓可分为单圈的和多圈的两种。当枪弹成多圈排列时，通常是沿蝸旋綫排列。

图 275 是用在 1941 年式 ППШ 冲鋒枪上的弹鼓，其容量为71发，枪弹成多圈排列。

弹鼓与弹盘比較起来，能够更紧密地安装枪弹。所以弹鼓的結构，更为紧凑。然而，它会增加武器在战斗状态下的外廓尺寸；因为弹盘上的受弹器位于弹盘直徑上，而弹鼓上的受弹器則位于弹鼓圓柱体的母綫上。弹鼓通常是可以更换的。

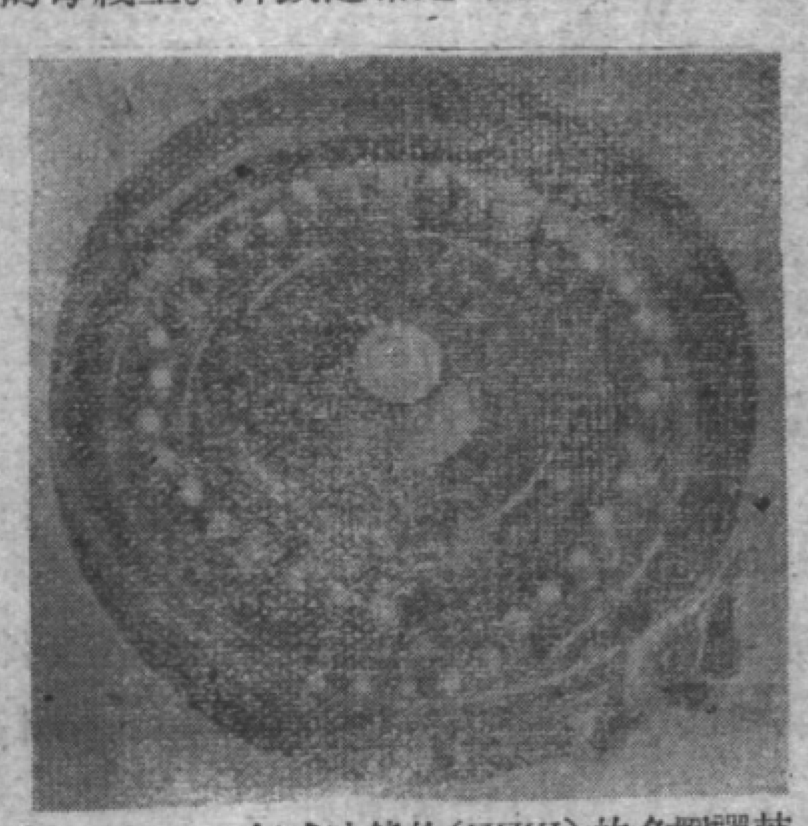


图275　1941年式冲鋒枪（ППШ）的多圈弹鼓。

在箱式弹匣中，向受弹器供弹时，枪弹要作复杂的运动。按照弹匣的形状这种弹匣可分为弧形弹匣、梯形弹匣和长方形弹匣三种。

弧形弹匣主要用于带有凸出底緣的枪弹或弹壳的瓶形性和錐度很大的枪弹。这种弹匣的形状取决于枪弹的合理排列，即枪弹的排列要能保証弹匣有最大的容量，并能消除枪弹底緣互相扣住的可能性。对于无突出底緣的枪弹，使用弧形弹匣的目的，是要使枪

彈在容量很大的彈匣中有很大的运动一致性。

图 272 是用于带有突出底緣的枪彈的弧形彈匣，图 276 上的弧形彈匣則用于无突出底緣枪彈。

弧形彈匣的主要优点就是容量大，其缺点是形状复杂，致使生产价格高，以及彈匣不便携带。

梯形彈匣在彈匣容量不大时使用。它是弧形彈匣在簡化形状后的变种。图 277 是 *ZH*-29 式步枪上的梯形彈匣。长方形彈匣使用于无突出底緣的枪彈，这种彈匣实质上也是弧形彈匣在簡化形状后的变种。

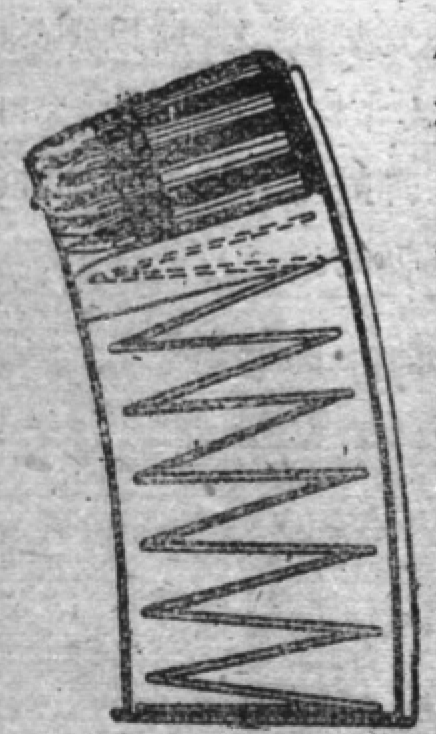
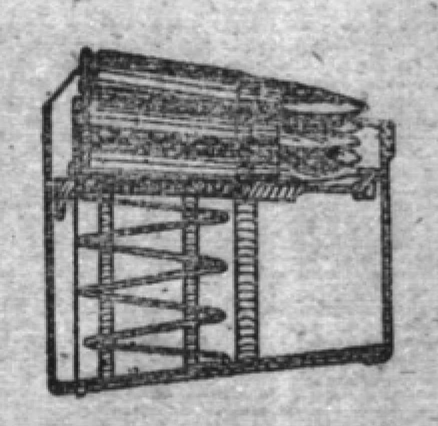


图276 使用无突出底緣枪彈的 *MG*-13式机枪的弧形彈匣。



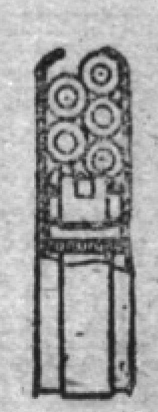


图277 *ZH*-29式步枪的梯形彈匣。

图 278 是 *MP*-40 式冲鋒枪上的长方形彈匣。长方形彈匣在生产和运输上都很方便，并且在手提式武器上能携带大量的备用枪彈。

枪彈在彈匣內的排列有单行的、双行交錯排列的和多行排列的三种。

枪彈单行排列的彈匣，結构最簡单，但不紧凑。

枪彈成双行交錯排列，虽然也在彈盘和彈鼓中遇到，但在彈匣內則用的最多。

采用枪彈多行排列的目的，是要使彈匣更紧凑。这主要是彈盘和彈鼓的特点。在彈盘內枪彈按螺旋綫排列，在彈鼓內則按蝸綫排列。

枪彈的多行排列（在彈盘和彈鼓內）与交錯排列（在长形彈匣內）一样，可以大大增加彈匣的容量。

枪彈在彈盘或彈鼓內一般是排列成两行或三行。如果排列行数过多，就会使供彈机构的工作复杂，装填彈匣也困难。

ДТ 式机枪的彈盘（图274）和1941年式ППШ冲鋒枪的彈鼓（图275）都是枪彈多行排列的彈匣。

在枪彈多行排列或双行交錯排列的彈匣內，枪彈可成一行或交錯地进入受彈器。

在枪彈双行交錯排列而成一行进入受彈器的彈匣上，应有一个特制的口部，以改变枪彈的排列。*MP*-40 式冲鋒枪的彈匣（图278）就是这样一种彈匣。

这种結构的彈匣可保証枪彈在受彈器內有一定的位置，并且当把彈匣从武器上取下以后，能够把枪彈牢牢地卡在彈匣里。此外，枪彈成单行送出的彈匣，其受彈器的尺寸較小，因而机匣上的供彈窗也較小。

枪彈多行排列的彈匣（彈盘和彈鼓），其枪彈出口多半是做成单行的。

图278 *MP*-40式冲鋒枪的长方形彈匣。

受彈器部的扣彈齿是箱式彈匣的重要部分。它的用途是把枪彈卡在彈匣內，并且在向彈膛供彈时，沿彈壳第一个圓錐部引导枪彈的运动方向。扣彈齿常常具有复杂的形状，这种形状一般用試驗的方法选擇，并取决于彈匣的类型和彈匣对枪管和供彈零件的相对位置。扣彈齿的长度通常为枪彈长度的40～60%。两扣彈齿之間在端部的距离，对于枪彈单行出入的受彈器来說，約为彈壳第一个圓錐部的最大直徑的75～95%；对枪彈交錯出入的受彈器来說，則为該直徑的110～130%。

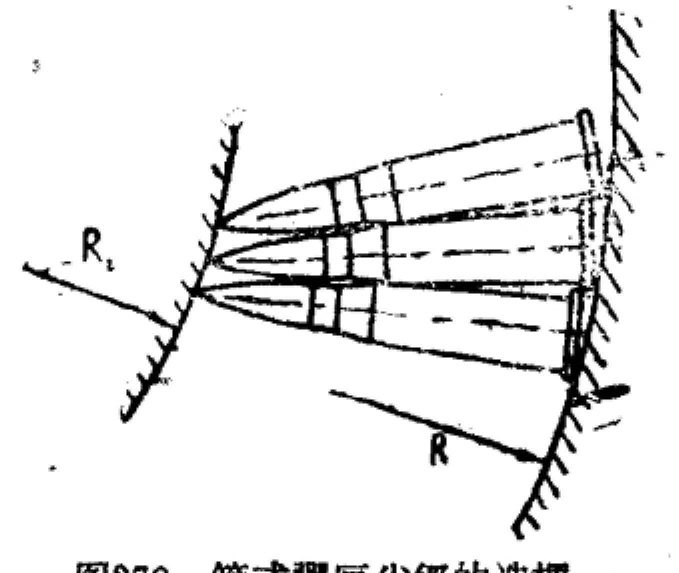



图279 箱式彈匣半徑的选擇。

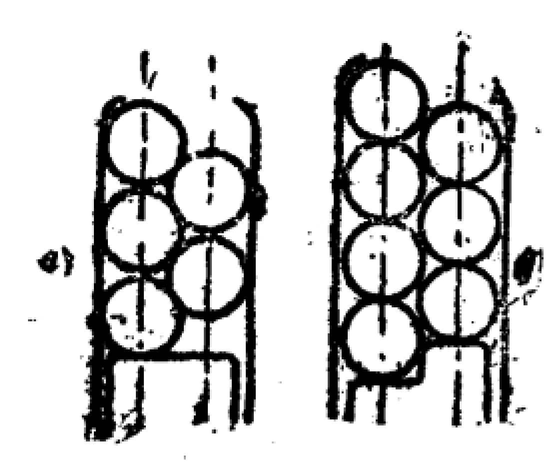


图280 双行交錯排列时枪彈的配置。

在設計彈匣时，应当特別注意合理地选擇彈匣的形状，以保証枪彈在彈匣內运动的一致性，并能不間断地供彈。

通常可以用繪制枪彈在彈匣內排列方案的方法来选擇彈匣的形状。例如，图 279 是枪彈在弧形彈匣內的排列情况。这种排列要能保証可靠的供彈，使具有凸出底緣的枪彈能由彈匣內推出。由图中可以明显的看出，給彈匣外形选擇一个合理的半徑，就可以保証枪彈在彈匣內的排列不至使彈壳的突出底緣妨碍从彈匣內推出枪彈。

特別困难的是选擇合理的箱式彈匣形状，以容納帶有凸出底緣的枪彈在彈匣內成交錯排列。在这种情况下，确定彈匣寬度和彈匣外形的半徑时，必須在两个投影面上作出枪彈的排列方案，力求使枪彈相互間的力的作用正确，以期消除枪彈卡滞的現象。图 280 上繪有枪彈交錯排列的两个方案，其中方案（a）会使枪彈发生卡滞，而方案（б）則能保証枪彈相互之間在供彈时能正确地傳力，而不致引起枪彈的卡滞。

在設計彈匣时，应当特別注意彈匣上的扣彈齿。在規定彈匣扣彈齿的尺寸时，必須繪制若干草图，以檢查从彈匣推出枪彈的过程中枪彈的各个位置。这些草图（图 281）应当画两个投影面。

应当制作彈匣模型，用試驗的方法来檢查这样选擇出的扣彈齿的形状。在用試驗方法檢查彈匣扣彈齿的形状时，应当考慮到：

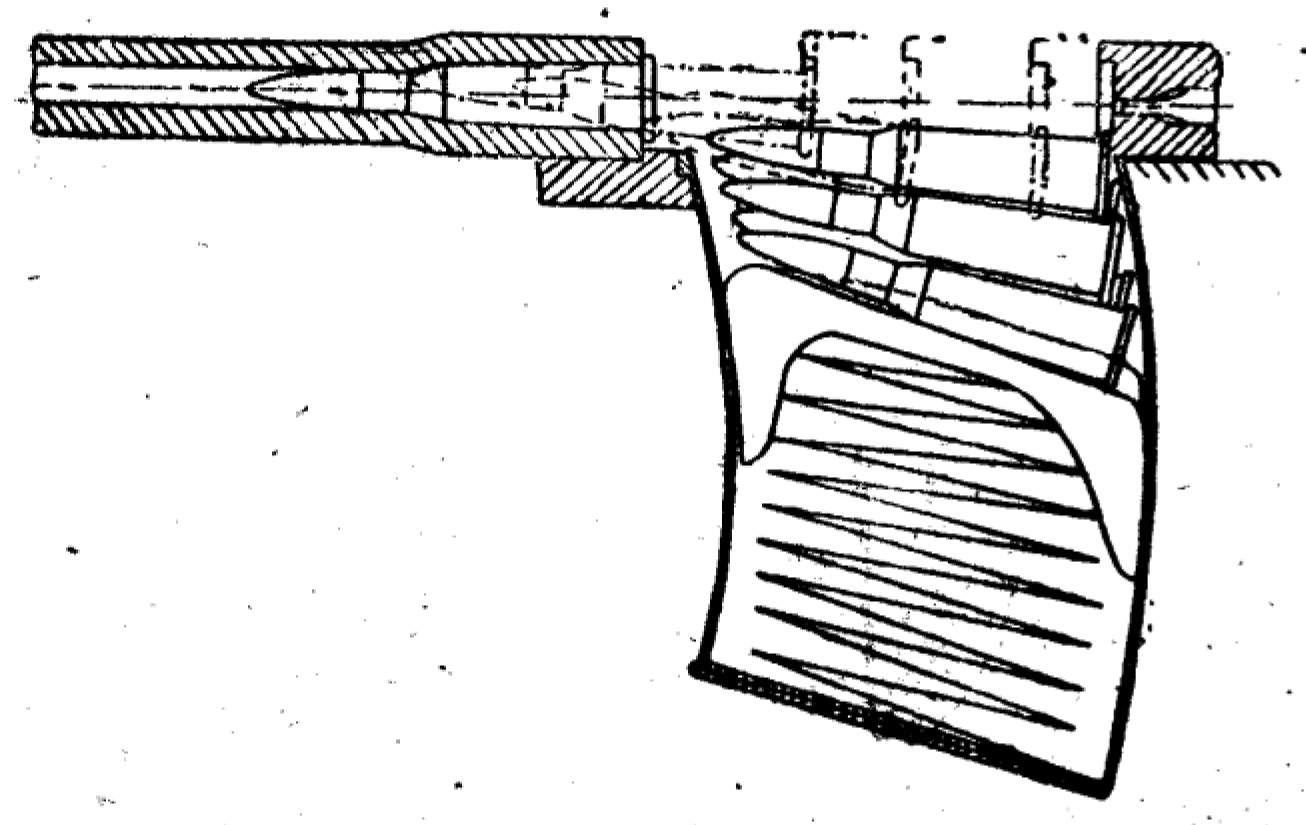


图281 供彈略图。

在动力条件下，由彈匣內推彈时，枪彈的运动可能与在靜力条件下的運动不同。

3 彈匣內的供彈机构

彈匣內的供彈机构是用来使彈匣內的枪彈依次推入受彈器的。在自动武器中，枪彈必須在自动机工作循环的一定时刻內接近受彈器，以便在自动机工作时，能将次一发枪彈由受彈器送入彈膛。因此，对彈匣內供彈机构的基本要求是向受彈器供彈的及时性。

实現这一要求最簡单的办法是增加向受彈器供彈时对枪彈的作用力。但是，增加这种力会使装填彈匣发生困难，所以，供彈及时性的要求应当与装彈方便性的要求結合起来考慮。

根据供彈能量来源的不同，彈匣內的供彈机构可以分为三种：利用自动机活动部分的动能工作的，利用彈匣簧的勢能工作的和混合式的。

第一种机构很少遇到，因为它与彈鏈供彈一样复杂，这就会消除彈匣供彈中結构簡单这一基本优点。采用这种机构是由于力

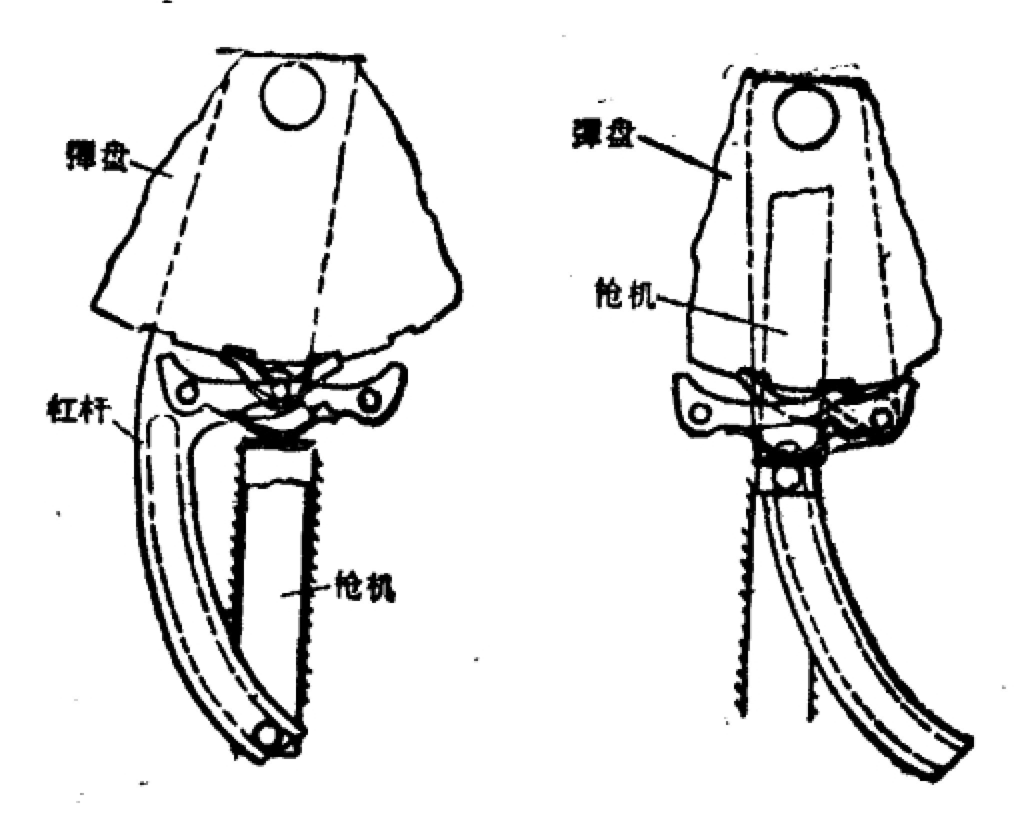


图282 路易士机枪的供彈机构。

求簡化装填彈匣的过程，使射手在装彈时不必压縮彈匣簧。

路易士机枪的供彈机构（图 282 ）可以作为利用自动机活动部分的动能而工作的彈匣供彈机构的例子。

这种机构的构造大体上与彈鏈供彈机构相同。

在路易士机枪上，彈盘（其內装有枪彈）的轉动，是靠一轉动杠杆的作用完成的，此杠杆与彈盘装在同一軸上。枪机上有一凸起伸入杠杆的曲綫槽內而相互作用，以带动杠杆轉动。

混合式供彈机构利用自动机活动部分的动能和彈簧变形的势能供彈。

日本十一年式 6.5 毫米輕机枪上的供彈机构就可作为这种供彈机构的例子。

日本輕机枪（图 283 ）上采用的是固定彈斗，彈斗內可装五个带枪彈的彈夹。由彈夹內抽出枪彈和向受彈器供彈都由利用枪机框的动能而工作的供彈机构来完成。机构中有撥彈滑板，其凸出部进入枪机框的定形槽內。由彈夹內抽出枪彈是利用一个与滑板相連接的、作直綫往复运动的特殊梳齿来进行的。随着枪彈的消耗，装有彈簧的彈斗盖将陆續供应带枪彈的彈夹，这种彈斗最

主要的特点之一是能够随着部分枪弹的消耗而继續补充。

利用彈簧变形能量而工作的供彈机构，与上述机构不同之处在于装彈时要压縮彈簧。被压縮的彈簧的势能，在供彈时用作能量的来源。这种机构在彈匣供彈中应用甚广。

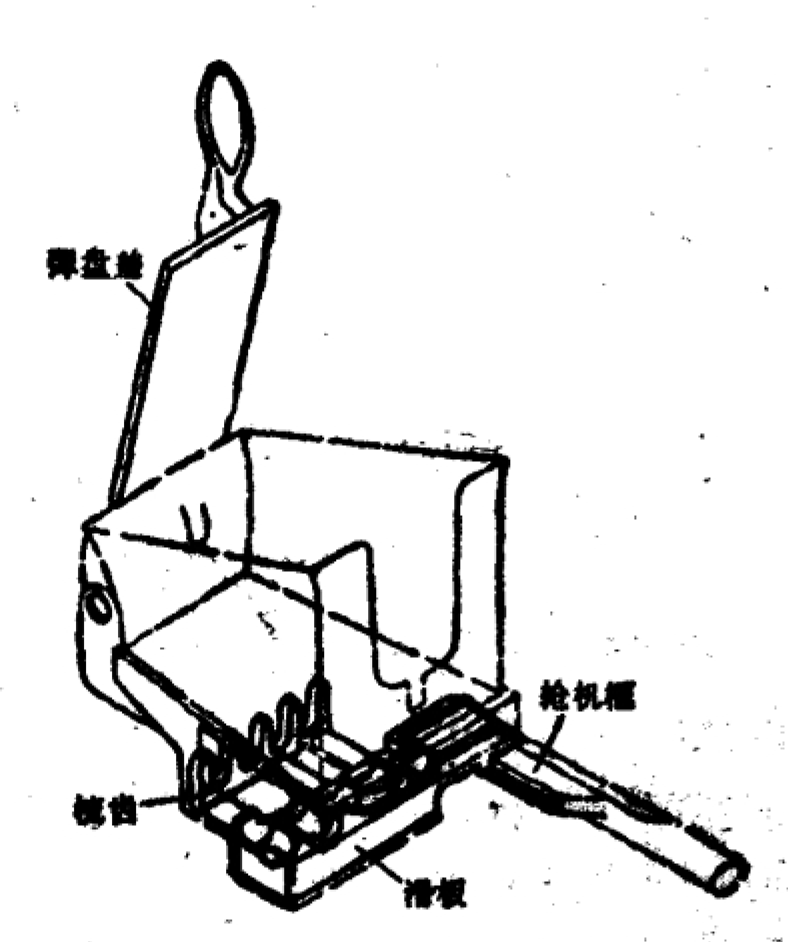


图283 日本十一年式 6.5 毫米輕机枪的供彈机构。

这种机构的結构根据彈匣的类型而截然不同。

利用彈簧变形的势能而工作的彈盘和彈鼓供彈机构，通常使用片状蝸旋彈簧，此种彈簧安装在彈盘的中部。

彈鼓內的供彈机构，对枪彈成单圈排列和多圈排列的情况亦各不相同。

在枪彈成单圈排列的彈鼓內，通常利用一个装有托彈板的机构来供彈。此托彈板利用蝸旋簧的作用而工作，将彈鼓蝸旋槽內的枪彈向前推进。

利用这种机构在多圈排列的彈鼓內供彈时，用一个托彈板推动几行枪彈会产生很大的摩擦力，因而会使供彈不可靠。

在多圈排列的彈鼓內供彈时，为了减少摩擦力，常采用一个带蝸旋槽的活动圓盘（图275）。在这种情况下，带蝸旋槽的圓盘（內装有枪彈）在推送外圈枪彈时轉动；在推送內圈枪彈时，則和在单圈彈鼓內一样，它固定不动，而由托彈板供彈。

彈盘供彈机构（图 273 ）的构造，原則上都是相同的。这种

机构的主要部分是一个活动的彈盘盖，枪彈在彈盘盖中沿螺旋綫成单层或多层排列。当枪彈成多层排列时（图274），在彈匣的中部常做有一个螺旋槽，以便引导枪彈前部（彈丸）的运动。枪彈沿彈壳部分的导向，通常是靠活动彈盘盖上的特制梳齿或隔板来实現的。

供彈时，活动的彈盘盖在彈簧作用下轉动，依次把枪彈送入受彈器。这个彈簧常装在彈盘的中部。

4 供彈及时性的檢查

在設計彈匣供彈机构时，必須檢查供彈的及时性。檢查时，首先应当知道推送下一发枪彈可能有的最大时間間隔。这个时間，一般取它等于从枪机前切面越过彈壳底緣向后运动瞬間（图284，*a*）起到枪机复进至开始从彈匣内推彈瞬間止（图284，*б*）枪机前后运动的时間。假設根据对自动机的运动計算，已知此时間为$\Delta t_з$。

在这种条件下，計算供彈及时性的問題，在于决定彈匣内的枪彈在彈匣簧的作用下移动Δh所需的时間$\Delta t_п$，Δh是为了保証彈匣内次一发枪彈能够被枪机可靠地抓住所必需的枪彈位移。

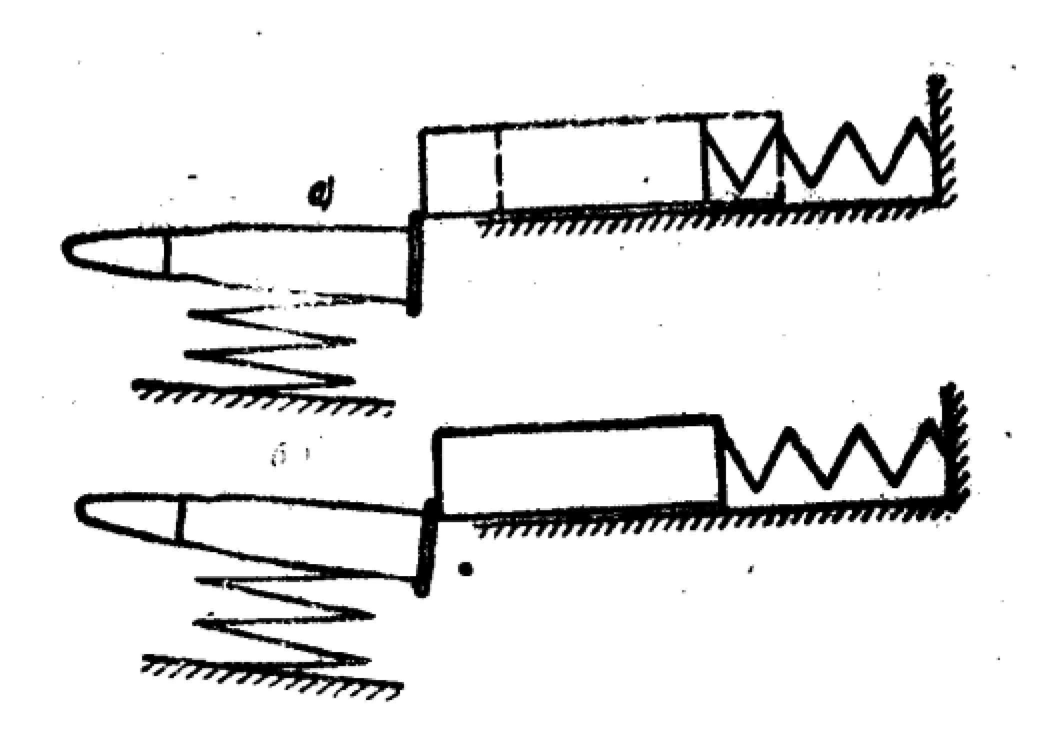


图284 供彈略图。

显然，供弹及时性的条件可以写为：

$$\Delta t_{\text{п}} < \Delta t_{\text{з}}。$$

为了在有意外的阻力时也能确保供弹的及时性，常将 $\Delta t_{\text{п}}$ 取的很小（大約小一半）。这样一来，在决定 $\Delta t_{\text{п}}$ 时就毋需采用复杂的精确計算方法，而只需作近似的計算。

在用近似法确定时間 $\Delta t_{\text{п}}$ 时，可以取

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta h}{V_{\text{ср}}},$$

式中 $V_{\text{ср}}$——供弹时弹匣内枪弹的平均运动速度。

同样地也可以取，

$$V_{\text{ср}} = \frac{1}{2} V_{\text{m}},$$

式中 V_{m}——在輸送次一发枪弹的末瞬，弹匣内枪弹的最大运动速度。

速度 V_{m} 可以根据弹匣内枪弹移动 Δh 后的动能等于枪弹上作用力的功这一关系来确定。这个关系可写为：

$$\frac{MV_{\text{m}}^2}{2} = (\Pi - Q)\Delta h,$$

式中 Π——Δh 路段内弹匣簧的平均压力；

Q——弹匣内托弹板和枪弹的重量。

因 Q 量很小，故可忽略不計，同时近似地取

$$\Pi \approx \eta h,$$

式中 h——在开始推送次一发枪弹时，弹匣簧的压縮量；

η——弹簧剛度，

根据所取的假設，可得

$$\frac{MV_{\text{m}}^2}{2} = \eta h \Delta h,$$

由此得

$$V_{\text{m}} = \sqrt{\frac{2\eta h \Delta h}{M}}。$$

因此

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{\Delta h}{V_{\text{ср}}} = \frac{2\Delta h}{V_{\text{m}}} = \sqrt{\frac{2M\Delta h}{\eta h}}。$$

在此表达式中，M 和 h 取决于彈匣內枪彈的数量，而且这两个量都随着枪彈数量的減少而減少，因为彈匣簧压縮量也是随着枪彈数量的減少而減少的。

因此，应当在两个极端情况下检查彈匣內供彈的及时性：第一，彈匣內装滿枪彈，彈匣簧的工作压縮量最大时；第二，彈匣內只剩有最后一发枪彈，彈匣簧的压縮最小时。

令彈匣內全部枪彈的质量为 M_m，彈匣彈簧的最大压縮量为 h_m，一发枪彈的质量为 M_1，彈匣彈簧的最小压縮量为 h_1，得

$$\Delta t_{п.m}=\sqrt{\frac{2M_m\Delta h}{\eta h_m}},\tag{49}$$

$$\Delta t_{п1}=\sqrt{\frac{2M_1\Delta h}{\eta h_1}}。\tag{50}$$

为了保証彈匣供彈的及时性，必須

$$\Delta t_{п.m}<t_3 \text{ 和 } \Delta t_{п1}<t_3。$$

彈盘和彈鼓的供彈及时性，可以采用同一方法予以校核，但应当考虑枪彈回轉运动的特点和蝸旋彈簧的工作特点。

在彈盘和彈鼓內輸送一发枪彈所需的时間，可按下式求出：

$$\Delta t_п=\frac{\Delta\varphi}{\omega_{cp}},$$

式中 $\Delta\varphi$——輸送下一发枪彈时，彈盘或彈鼓活动部分的回轉角度；

ω_{cp}——輸送下一发枪彈时，彈盘或彈鼓活动部分的平均角速度。

取

$$\omega_{cp}=\frac{1}{2}\omega_m,$$

式中 ω_m——在輸送下一发枪彈快結束时，彈盘或彈鼓活动部分的最大角速度，得

$$\Delta t_п=\frac{2\Delta\varphi}{\omega_m}。$$

取彈盘或彈鼓活动部分（連同枪彈在內）的动能等于彈匣簧伸張 $\Delta\varphi$ 放出的功，即可求出角速度 ω_m

$$\frac{I_0\omega_m^2}{2}=\Pi r\Delta\varphi,$$

式中　I_0——彈盘或彈鼓活动部分和枪彈一起对旋轉軸的惯性矩；

Πr——由彈簧作用在彈盘或彈鼓活动部分上的力对回轉軸的平均力矩。

蝸旋彈簧所产生的力矩 Πr 可以近似地表示如下：

$$\Pi r=\frac{EI}{l}\varphi,$$

式中　E——彈性系数；

I——彈簧断面的惯性矩；

l——彈簧长度；

φ——彈簧扭轉角。

把 Πr 值代入上式，得

$$\omega_m^2=\frac{2EI\varphi\Delta\varphi}{I_0 l}。$$

因此

$$\Delta t_{\Pi}=\sqrt{\frac{2lI_0\Delta\varphi}{EI\varphi}}。\tag{51}$$

彈盘內枪彈的数量改变时，I_0 和 φ 也将改变，而且随着彈盘內枪彈数量的減少而減少。所以也和对彈匣一样，在檢查供彈的及时性时，应当在两个可能的极端情况下，求出輸送一粒枪彈所需要的时間 Δt_{Π}，即在彈盘內装滿枪彈和彈盘內只剩下一发枪彈的两种情况下所需的时間 Δt_{Π}。

在这种情况下，Δt_{Π} 的公式可写作下列形式：

在彈盘內装滿枪彈时，

$$\Delta t_{\Pi.m}=\sqrt{\frac{2lI_{0m}\Delta\varphi}{EI\varphi_m}};\tag{52}$$

在彈盘內只有一发枪彈时，

$$\Delta t_{\Pi 1}=\sqrt{\frac{2lI_{01}\Delta\varphi}{EI\varphi_1}},\tag{53}$$

式中　I_{0m} 和 I_{01}——在装滿枪彈和只有一发枪彈时彈盘或彈鼓活

动部分对旋轉軸的慣性矩；

φ_m 和 φ_1——在装滿枪弹和只有一发枪弹时彈盘蝸旋彈簧的扭轉角。

例如，在单层彈盘中取 $\varphi_1=2\pi$，$\varphi_m=4\pi$，彈盘容量 $n=50$发枪弹，则 $\Delta\varphi=\frac{2\pi}{50}$而 $\Delta t_{п.m}$、$\Delta t_{п1}$ 的公式可以写为

$$\Delta t_{п.m}=\sqrt{\frac{lI_{0m}}{El100}}\text{和}\Delta t_{п1}=\sqrt{\frac{lI_{01}}{El50}}。$$

慣性矩 I_{0m} 和I_{01} 通常可按下式求出：

$$I_{0m}=I_{д}+I_{п}n \text{ 和 } I_{01}=I_{д}+I_{п},$$

式中 $I_{д}$——彈盘活动部分对回轉軸的慣性矩；

$I_{п}$——一发枪彈对此回轉軸的慣性矩；

n——彈盘內枪彈的数量。

5 彈鏈

彈鏈供彈机构的基本組成部分是彈鏈和輸送彈鏈的机构。

为了解决自动武器的供彈問題，应当在自动机工作循环的某一段时間內，将彈鏈移动一个节距（即邻近两彈鏈中心軸間的距离）。其他条件相同时，彈鏈的节距越短，供彈所需的能量也就越少，供彈机构的工作就越可靠。所以彈鏈节距应当尽可能地小。減小节距可使彈鏈紧凑，并減少其皮重，这一点符合于提高武器机动性的要求，但是，減小节距会多少降低彈鏈的柔性。

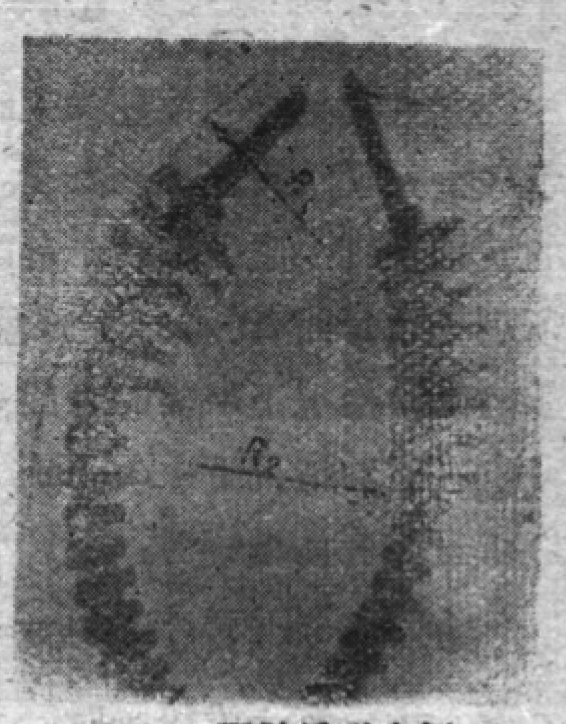


图285　彈鏈扇形半徑。

在自动机工作时，有很大的力急剧地作用在彈鏈上，所以彈鏈应当坚固。此外，彈鏈的这种强度要求还决定于使用武器时，特别是在运輸武器时，可能作用

在彈鏈上的最大勤务負荷。

在自动机工作时，彈鏈应当准确地把枪彈推至受彈器內的一定位置上，以避免在射击时枪彈傾斜和发生故障。因此，彈鏈应当把枪彈牢固地固定在严格而确定的位置上，而且在装彈时易于判定此位置。枪彈应当可靠地固定在彈鏈上，而且在武器运动时和自动机工作时产生震动的条件下都不致脫落和松动。

从彈鏈上抽彈所需要的力不应过大，而且应当大小稳定，以保証供彈机构的正常工作。

当彈匣与武器的相对位置不同时，彈鏈都应当保証可靠地把枪彈送入受彈器；因此，彈鏈在各个方向上都应当具有足够的柔性。彈鏈的柔性，一般用两个方向上的扇形半徑（图 285）和相邻两枪彈之間在不大的外力作用下可能产生的扭轉角来表示。

彈鏈在使用时經常是裸露的，而可能沾染污垢和受到大气条件与湿气的影响。所以，彈鏈对大气条件和湿气的影响应有良好的抵抗力，而且能够很快地清除污垢。

实际射速的大小是現代自动武器的重要战斗性能之一。实际射速受重新装塡（更换彈鏈）速度的影响很大，所以彈鏈应当保証重新装塡方便和簡单。

自动武器通常备有大量的彈鏈，其重量在武器重量中占很大的比例。例如，1910年式馬克沁机枪的10个空彈鏈和彈箱就超过了机枪本身的重量。所以彈鏈的重量应当尽可能地小。

簡化装塡彈鏈的方法，就可以减少机枪上配备彈鏈的数量，所以彈鏈的結构应当保証装彈时最为簡单而方便。彈鏈的数量大，消

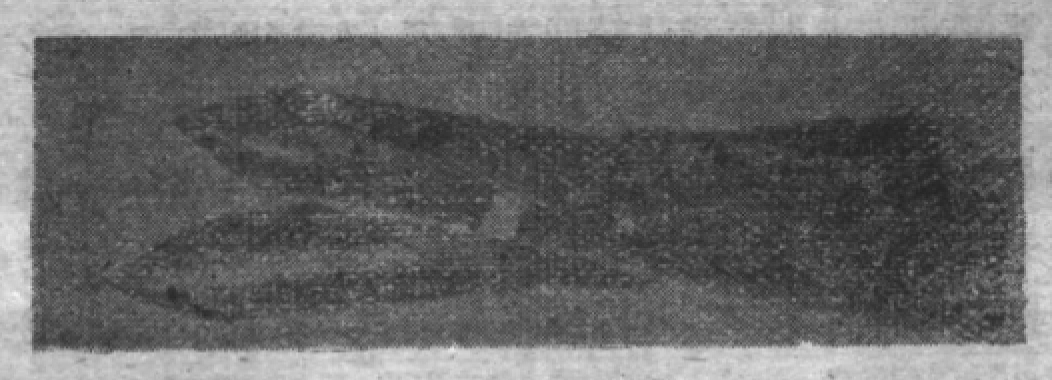


图286　彈鏈的扭轉角。

耗多，因而要求彈鏈制造簡单而又便宜。

根据制造彈鏈的材料不同，彈鏈可分为廠織彈带、金屬彈鏈和混合式彈鏈。

廠織彈带是最旧的一种彈带。图 287 所示，是可儿特机枪上的廠織彈带；它是由两个廠布带縫合起来的，沿彈带全长上有标明装彈方向的带面。这种彈带的优点是彈距小、重量輕、制造簡单和柔性良好。然而，这种彈带的强度不够（特别是在廠布带的縫合部分）；枪彈在彈带上的固定不牢固；由于两端沒有金屬做的鏈头，装塡武器也不方便；由于吸湿性很大，故对湿度的影响特别敏感，致使彈带的柔性和抽彈力有很大的变化。

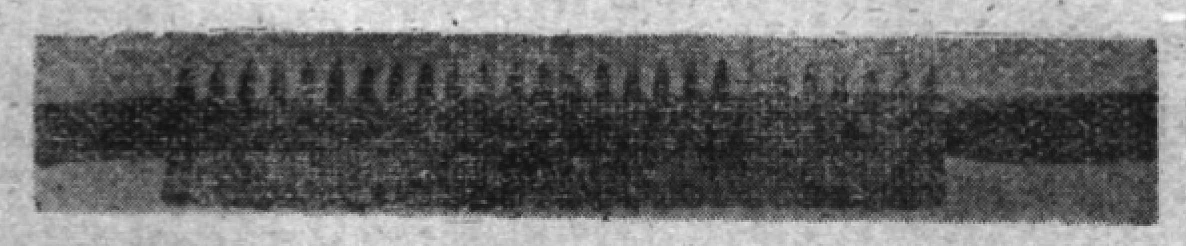


图287　可儿特机枪的彈带。

图 288 是 1910 年式馬克沁机枪上的混合式彈鏈。

这种彈鏈与可儿特机枪上的彈带不同，它有金屬部分。

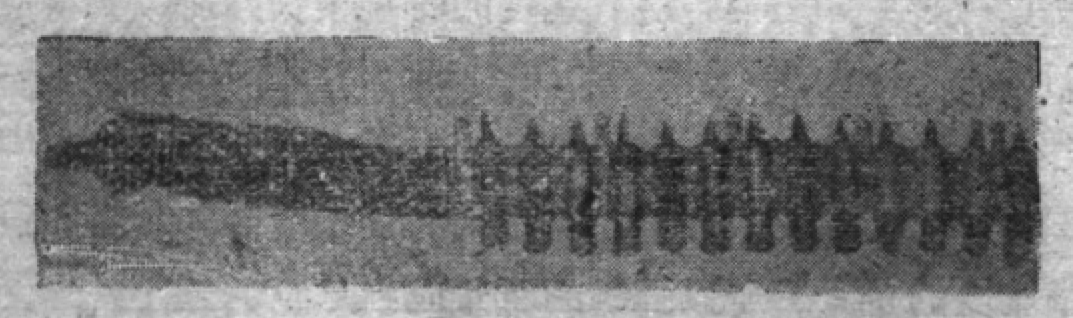


图288　馬克沁机枪的彈鏈。

馬克沁机枪上的彈鏈是用金屬片接合廠布带做成的。这些金屬片使廠布带更加結实，然而却增大了彈鏈的节距，这一点会使供彈机构的工作条件变坏。由图 288 上可以看到，彈鏈上的某些金屬片較长，它指示正确装彈时彈尖的位置，以便在彈鏈上装彈。在彈鏈末端有便于装塡武器的金屬鏈头。馬克沁机枪的彈鏈和可儿特机枪的彈带一样，对湿度的变化甚为敏感，因而使彈鏈的柔性和抽彈力改变。

СГ-43 式重机枪的彈鏈（图289）可作为金屬彈鏈的例子。它是用鉄絲把一些单个的鏈节連接而成的。鉄絲在彈鏈上繞成螺旋形的接头。

这种彈鏈的节距較小，强度好，枪彈在彈鏈內定位情况也好（在 СГ-43 式机枪的彈鏈中是用彈壳肩部定位的）。但枪彈靠摩擦力固定在彈鏈內，故不够可靠，而且抽彈力的大小也不稳定。用旋繞的鉄絲連接彈鏈节能保証彈鏈有良好的强度和柔性，彈鏈在湿气作用下不改变其性能，而且重量較輕，制造簡单。

目前，金屬彈鏈获得广泛的应用，在彈鏈供彈的現代武器中都配备这种彈鏈。

金屬彈鏈和混合式彈鏈的鏈节，有閉合的和开口的两种。

以上所研究的几种彈鏈的鏈节都是閉合的，閉合鏈节完全包住彈壳，而且在取彈时，要枪彈向后运动才能抽出来。

具有开口鏈节的彈鏈用于向前推彈（由彈鏈內推出）或从側方抽彈（由彈鏈內挤出）的情况。因此，带开口鏈节的彈鏈又可分为二种：即带有挤出枪彈的鏈节的彈鏈和带有推出枪彈的鏈节的彈鏈。图 290 所示为MG-34式机枪上的金屬彈鏈，它是一种向

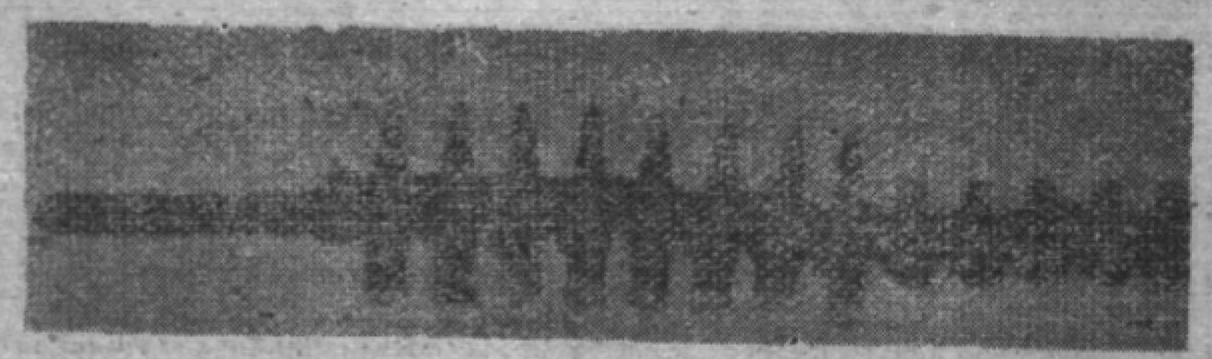


图289　СГ-43式重机枪的彈鏈。

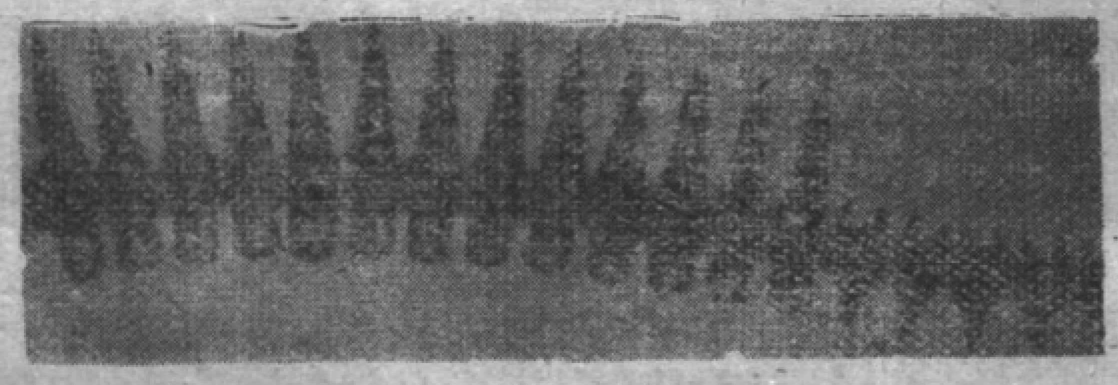


图290　MG-34 机枪的彈鏈。

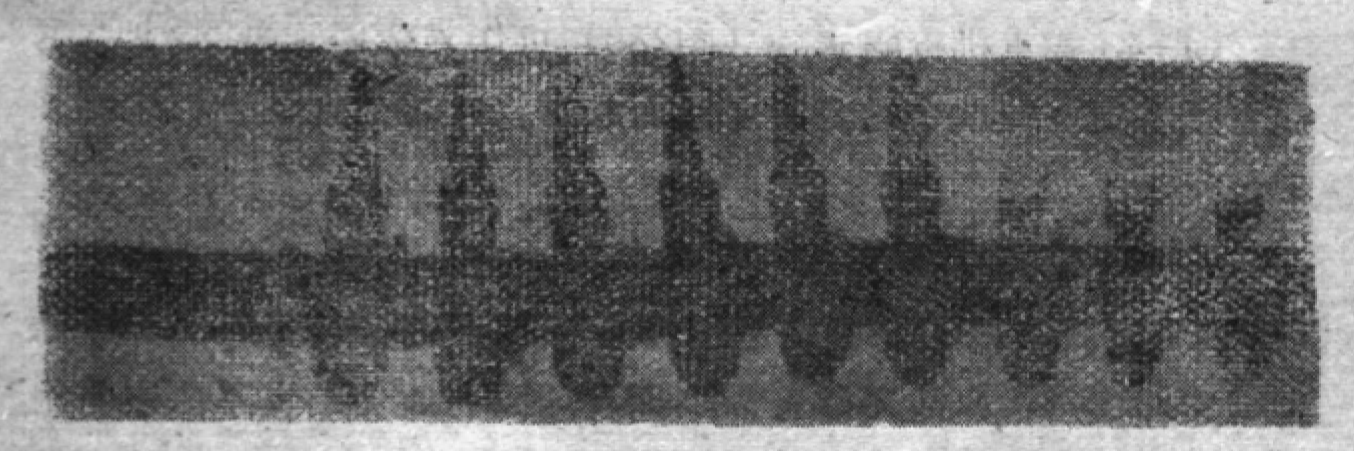


图291 1938年式ДШК大口徑机枪的彈鏈。

前推出枪彈的彈鏈。

1938年式ДШК大口徑机枪的彈鏈（图291）是一种带有从侧方挤出枪彈的开口鏈节的彈鏈。这种彈鏈的結构特点是鏈节的扣彈弯曲部很长，其形状复杂和彈性良好。

彈鏈上鏈节的扣彈弯曲部的形状之所以复杂，是由于装彈时須从側方将枪彈压入鏈节的扣彈弯曲部內之故。1938年式ДШК机枪的彈鏈能牢固地固定枪彈，并具有足够的强度，然而鏈节上凸出的扣彈弯曲部要求使用彈鏈时加意地护理。

ДШК和MG-34机枪的彈鏈鏈节的扣彈弯曲部都能产生彈性变形。因而必須用机械性能很高的鋼来制造彈鏈。由于要推出底部直徑較大的彈壳，故彈鏈鏈节必然产生很大的彈性变形。

可以互相連接起来的彈鏈叫組合彈鏈，这种彈鏈通常是利用枪彈来連接的。MG-34式机枪的彈鏈（图290）就是一种組合彈鏈。为此目的，这种彈鏈最后一个鏈节的形状比較特殊，以便能与另一彈鏈互相連接起来。这种彈鏈比非組合彈鏈的好处是它的容彈量可以很小，而在必要时，又可以連接起来，而且在射击时更换彈鏈也不要求什么补充操作，由于这种彈鏈的容彈量不大，消

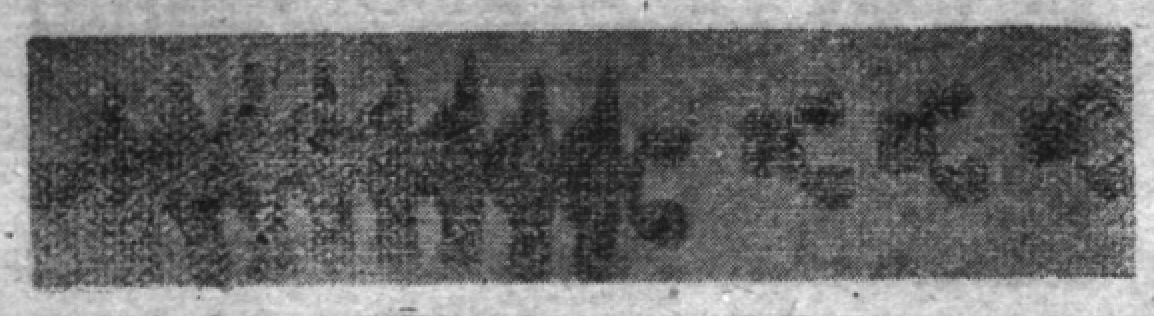


图292 ШКАС机枪的彈鏈。

除了容量大的彈鏈的悬垂端很长所引起的不便，改进了武器的机动性，这一点对輕机枪来説特别重要。

金屬彈鏈又可分为分离式和不分离式两种。

鏈节用枪彈連接起来的彈鏈称为分离式彈鏈。从这种彈鏈上抽出枪彈以后，鏈节就会散开。这种彈鏈便于航空武器使用，因为它能比較簡单地解决抽彈后彈鏈的排除問題，并能保証任意增减彈鏈的容量。

图 292 是 ШКАС 机枪所用的分离式彈鏈。它的鏈节是闭合的。图 293 是MG-151 式机枪所用的分离式彈鏈，它的鏈节是开口的。这种彈鏈的主要优点是节距可以做得很小。这一点对高射速的航空武器特别珍貴，因为它能改进彈鏈供彈机构的工作条件。

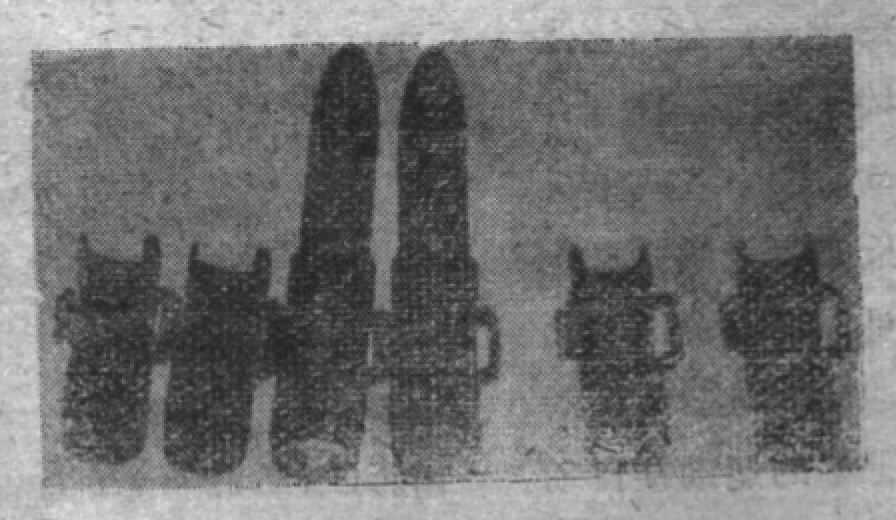


图293 MG-151 式机枪的彈鏈。

6 彈鏈供彈机构

彈鏈供彈机构的任务是在自动机工作循环的某一段时間内推送彈鏈，并把彈鏈上最前面的一发枪彈送入受彈器。为了使这些机构进行工作，可利用自动机活动部分的动能和复进簧的势能。

在推送彈鏈时，不可避免地要产生很大的慣性力，这就大大限制了彈鏈供彈机构中各零件的寿命，所以这一机构的結构应当保証彈鏈的运动平稳而加速度又最小。

武器上整个自动机工作的可靠性，在很大程度上取决于彈鏈供彈机构的工作是否可靠。所以，彈鏈供彈机构应当保証供彈时彈鏈运动的一致性，并且不允許枪彈側傾。

彈鏈供彈机构工作时所消耗的动能应当尽可能地少，以使彈

鏈运动时所产生的阻力的波动对自动机工作的影响最小，并且不致改变射速。这种要求，对速射的自动武器来說特別重要。

推送彈鏈和由彈鏈內抽出最前面的一发枪彈以便送入彈膛的工作，通常是在自动机的工作循环內进行，所以推送彈鏈应当与自动武器其它机构的工作及时地严格配合起来进行。

根据直接推送彈鏈的构件的运动特点，彈鏈供彈机构可分为撥彈滑板式和轉輪式两种。

在第一种情况下，推送彈鏈的机构是撥彈滑板。在自动机工作循环的周期內，撥彈滑板在一定路段上作直綫往复移动。СГ-43 式重机枪的彈鏈供彈机构可以作为范例（图 294）。这种撥动彈鏈的运动在自动武器中經常見到，而且也是最簡单的。

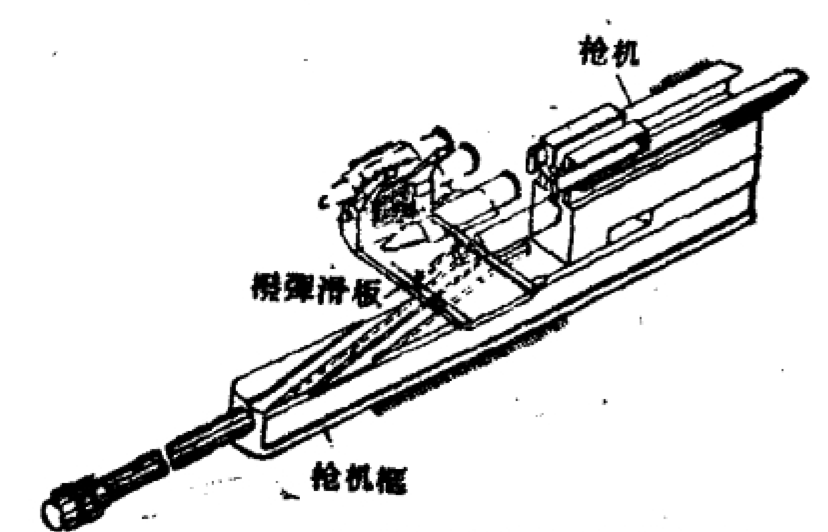


图294　СГ-43 式重机枪的彈鏈供彈机构。

在轉輪式供彈机构中，推送彈鏈的机构是繞固定軸旋轉的轉輪，回轉軸平行于枪彈的对称軸。轉輪仅能朝一个方向旋轉，这就使机构的工作有一定的簡化。

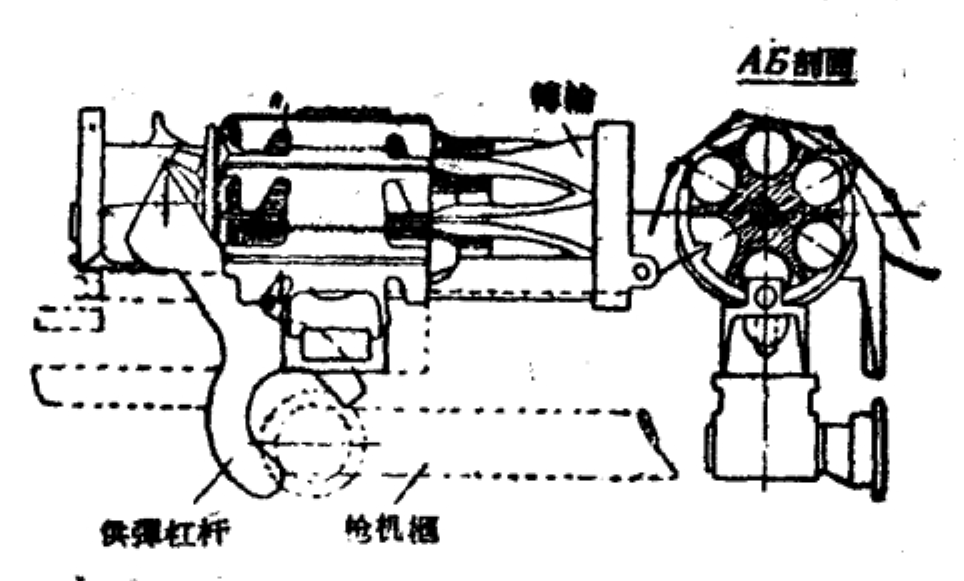
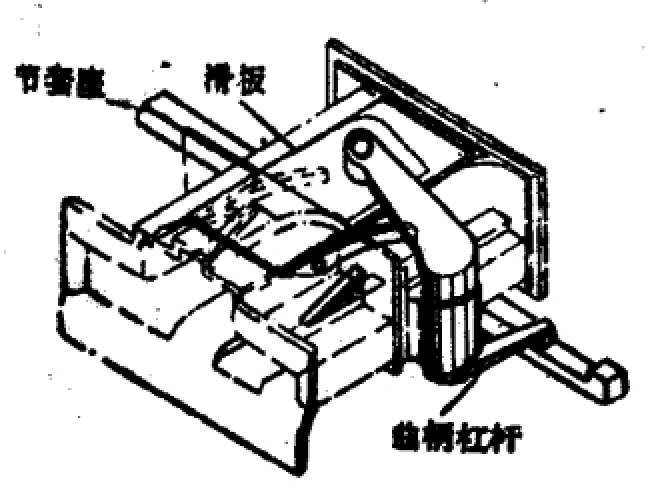
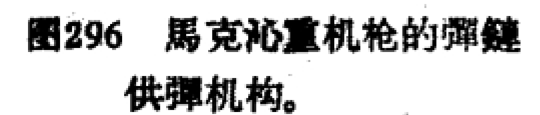


图295　1938 年式 ДШК 机枪的彈鏈供彈机构。




图296　馬克沁重机枪的彈鏈供彈机构。

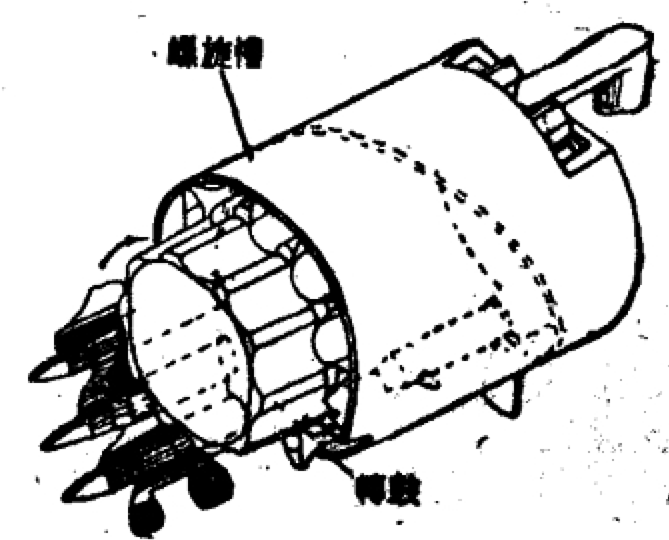


图297　ШКАС 机枪的彈鏈供彈机构。

这种机构能保証可靠地扣住彈鏈，并能在供彈时很好的固定住枪彈，这种机构的缺点是轉輪的尺寸和重量都很大。1938年式ДШК 机枪的彈鏈供彈机构(图 295)就屬于这种类型。

彈鏈供彈机构应当根据其是否为凸輪机构而分类，也就是根据机构中是否包括这样的高副，其中一个零件的輪廓能够确定傳速比（即主动构件和从动构件的速度比値）的变化规律。

例如，ШКАС 机枪的彈鏈供彈机构（图 297）就是一个凸輪机构，因为枪机框上棱脊的輪廓，在供彈机构工作的每一瞬間都决定着撥彈滑板和枪机框的速度比値。馬克沁机枪的彈鏈供彈机构（图 296）不是凸輪机构，因为它的撥彈滑板和节套速度的比値取决于曲柄杠杆臂的形状和比例。

在現代自动武器中，凸輪式彈鏈供彈机构应用最广，因为它能較完善而簡単地实現任何一种所期望的傳速比变化规律，以保証減小从动构件的加速度和机构在工作时的能量消耗，并且能够避免产生撞击和急劇負荷的作用。

根据工作的特点，彈鏈供彈机构可分为不从彈鏈中抽彈的供彈机构和抽彈的供彈机构。

在第一种情况下，彈鏈供彈机构只使彈鏈移动，并保証依次把枪彈送至受彈器。例如，1910年式馬克沁机枪和СГ-43 式机枪

等許多机枪的彈鏈供彈机构，都屬于这种类型。

在第二种情况下，供彈机构除推送彈鏈之外，还要完成一部分或全部抽彈工作。屬于这种类型的有1938年式ДШК机枪、ШКАС机枪等等的彈鏈供彈机构。

在1938年式机枪上，随着轉輪的轉动，带枪彈的彈鏈碰到隔彈板，便将枪彈从彈鏈內撥出（图295）。在ШКАС机枪上，枪彈底緣进入轉輪的蝸旋槽內，轉輪轉动时就将枪彈从彈鏈內抽出（图297）。

用那种机构比較合适，决定于机枪上实現供彈的全部机构的总的配置，和对武器的特殊要求。

彈鏈供彈机构可以根据什么零件是主动构件来分类：枪管（連同枪管上的节套）、枪机或枪机框。

枪管（連同枪管上的节套）或枪机是枪管后坐式自动武器中彈鏈供彈机构的主动构件。

枪机框是导气式自动武器中彈鏈供彈机构的主动构件。

利用枪管作为主动构件的好处是，质量很大的枪管通常储备有大量的动能。在这种情况下，消耗在彈鏈供彈机构工作上的动能的变化，对自动机的工作就不会有什么影响，因而可以保証自动机的工作确实可靠。但是，枪管的位移較小（通常小于撥彈滑板的位移），因此，在机构付中經常产生很大的內力，因而不得不把机构中的零件制造得比較笨重。

利用枪管作为彈鏈供彈机构的主动构件时，由于枪管和枪机沒有运动联系，必須专門采取一些措施来使枪管和枪机的运动相协調，以保証供彈的及时性，这是对自动武器各机构工作的补充要求，因而使自动机的工作复杂化。

此外，枪管运动的时間通常要比枪机运动的时間短，因此，与枪管相联的供彈机构的运动时間，通常也就比与枪机相联的机构的运动时間为短，因此，在供彈时会使彈鏈产生很大的速度和加速度。

利用枪机作为供弹的主动构件就沒有上述那些缺点，然而在这种情况下，只有在枪机儲备有大量动能时，供弹机构才能可靠地工作。

1924年式勃朗宁机枪的供弹机构（图 298）可作为用枪机做主动构件的弹鏈供弹机构的例子。在这种机枪上，由于枪机的质量較大，故在自动机工作时，枪机儲备着大量的动能。

在导气式自动武器中，把枪机框用作主动构件与取枪机为主动构件是一样的，因为枪机框在与枪机連接以后就成为一个組合件了。由于枪机框和枪机的质量很大，因此弹鏈供弹机构的工作是很可靠的。

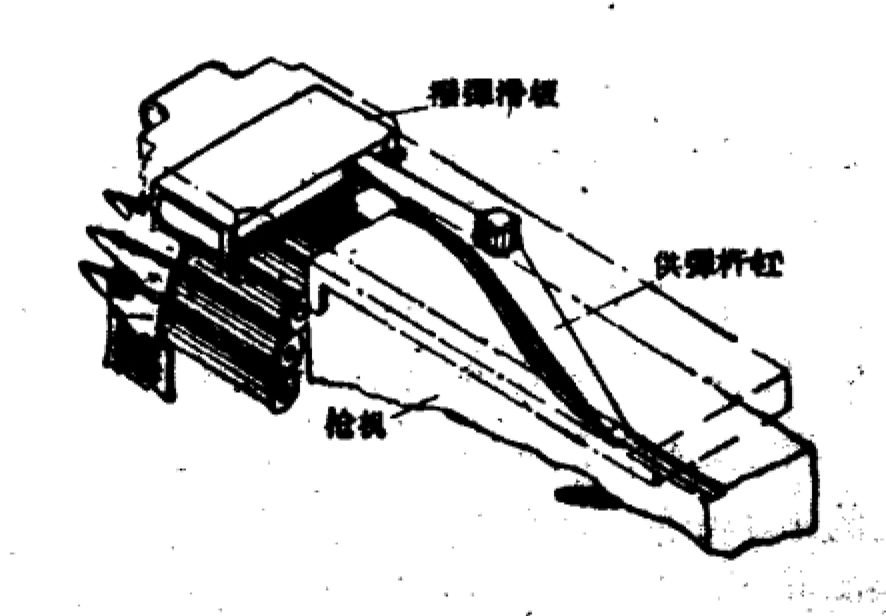


图298 1924 年式勃朗宁机枪的弹鏈供弹机构。

根据弹鏈供弹时主动构件运动的方向，供弹机构可分为：在主动构件复进时工作的机构；在主动构件后退时工作的机构；在主动构件后退和复进时工作的机构。

为了說明供弹机构在主动构件朝那个方向运动时进行工作較为有利，应当研究主动构件的座标随時間变化的曲線。

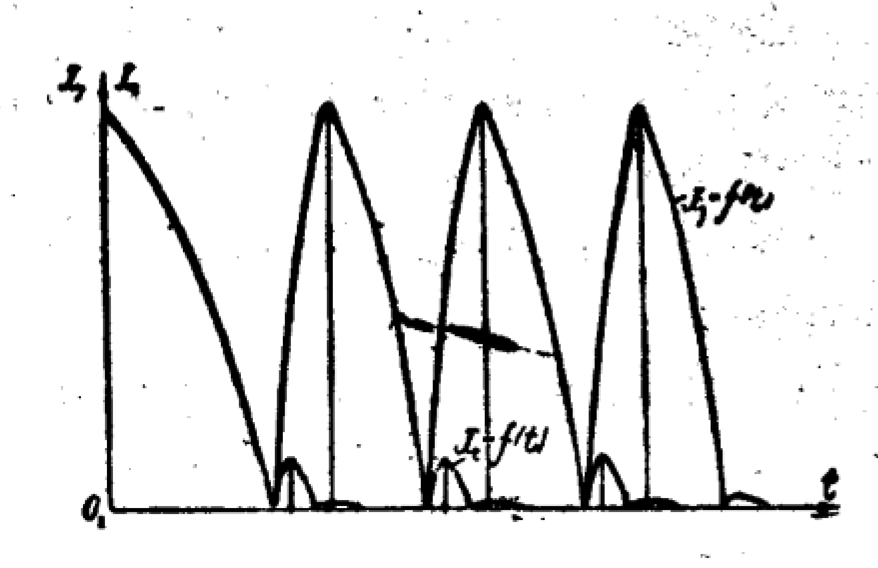


图299 $x_c = f(t)$ 和 $x_B = f(t)$ 曲綫。

通常，枪管短后座式自动武器中

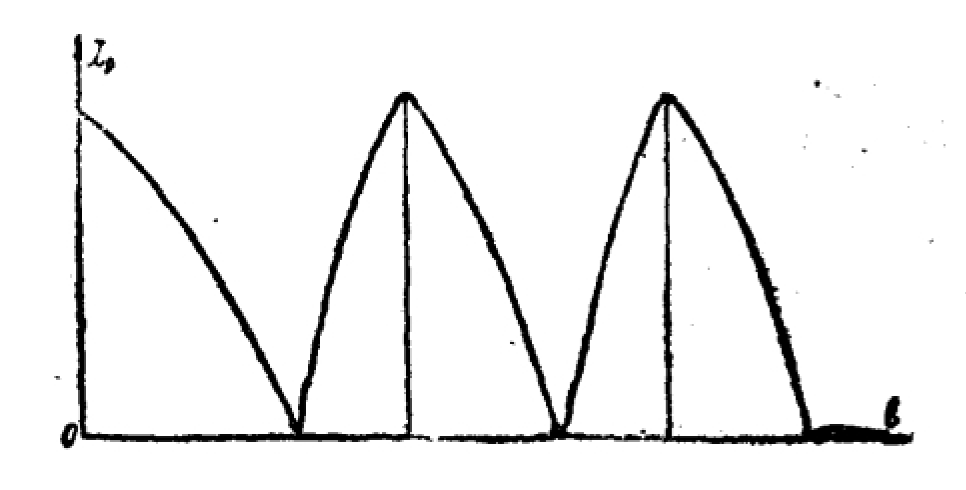


图300 $x_p = f(t)$ 曲綫。

枪管和枪机的座标随时間而变化，如图 299 所示，而导气式自动武器中枪机框的座标也随时間变化，如图 300 所示。

由图可以看出，枪管、枪机或枪机框后退运动的时間要比复进的时間短，这就是說后退的速度較大。

当主动构件运动的速度很大时，它储备的动能也大，这对机构的工作有利。但在主动构件速度急剧变化时、特别是在主动构件的速度很大时，使彈鏈供彈机构开始工作，对机构的工作是不利的，因为它会产生很大的加速度和慣性力。

这两种因素，在不同的自动武器上，对彈鏈供彈机构的工作所产生的影响不同。因此，必須进行具体的分析，来解决供彈机构工作时，究竟应該利用主动构件朝向那个方向的运动才算有利的問題。

这就說明了为什么在某些武器中是在主动构件复进时带动供彈机构工作，而在另一些武器中却是在主动构件后退时带动供彈机构工作的。

1910年式馬克沁机枪的供彈机构是在主动构件复进时进行工作的例子。

СГ-43 式机枪的供彈机构是在主动构件后退时进行工作的例子。

把枪彈从受彈器送入彈膛的方法和从彈鏈内抽出枪彈时枪机的运动方向，对决定彈鏈供彈机构工作时主动构件的运动方向，有

重大的意义，因为从彈鏈內抽彈时，不能推送彈鏈。

例如，如果枪弹是直接由彈鏈上推入彈膛（枪机向前运动时），那末一般都是在枪机后退时推送彈鏈。但也不一定如此，因为从彈鏈上抽彈时，枪机的位移只占枪机在任一方向上的总位移的一部分。

在某些自动武器中，在主动构件前后两个动程內都推送彈鏈。

这种推送彈鏈的方法能减小彈鏈的速度和加速度，保証彈鏈的运动比較平稳，并能改善供彈机构的工作条件。在速射机枪和大口徑机枪上，这种推送彈鏈的方法特別适宜。

ШВАК 航空炮上的彈鏈供彈机构是在主动构件的两个动程內进行工作的例子。这个机构的构造和工作原理圖如图 301 所示。

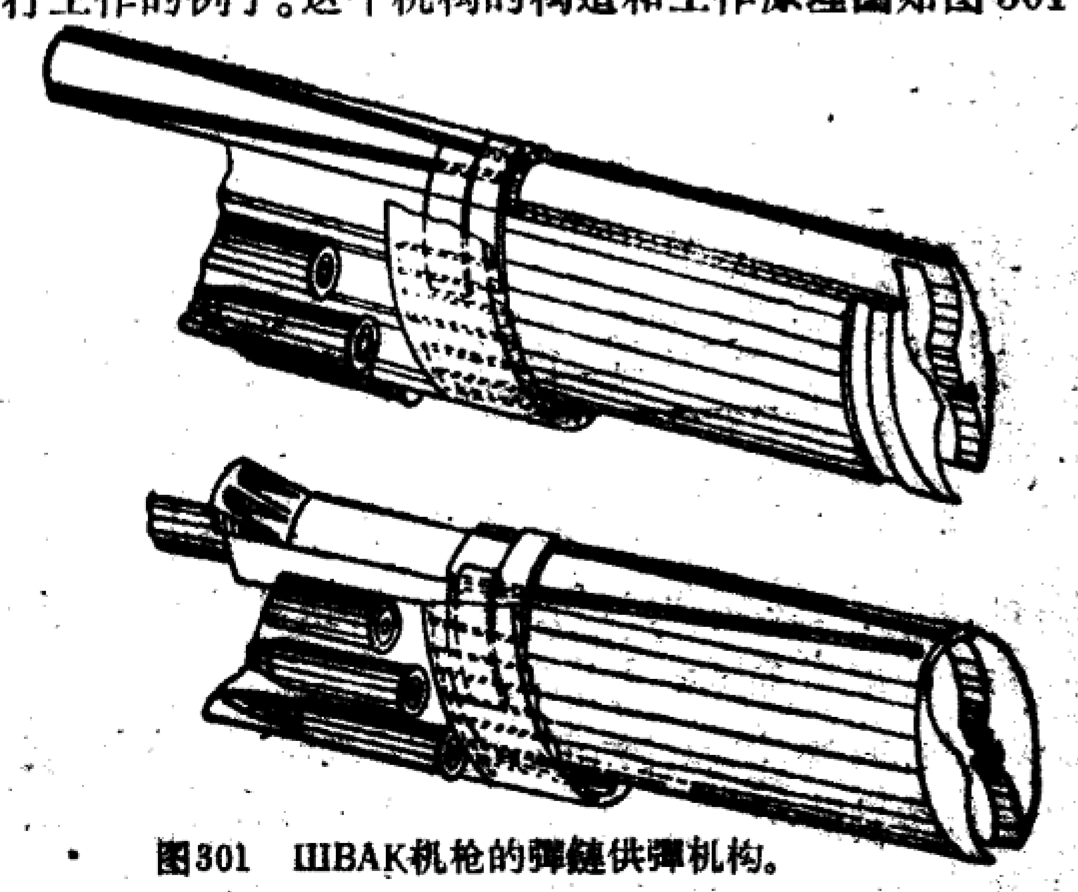


图301　ШВАК机枪的彈鏈供彈机构。

彈鏈供彈机构可根据彈鏈运动的方向来分类（向右供彈，向左供彈，綜合供彈）。彈鏈运动的方向决定于机枪使用的方便性和机枪在枪架和枪座上的安装情况。

在某些自动武器中，彈鏈供彈机构能改变供彈的方向。这种机构对坦克机枪和航空机枪特别有利，因为它能简化机枪在坦克上或飞机上的安装条件（例如，可装在机身的右边也可在左边）。

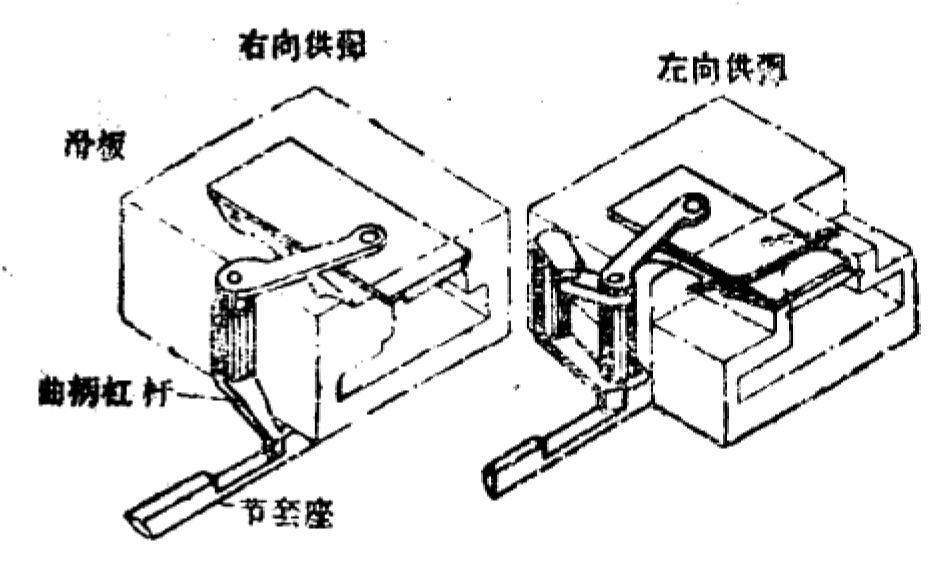


图302 ПВ-1式机枪的彈鏈供彈机构。

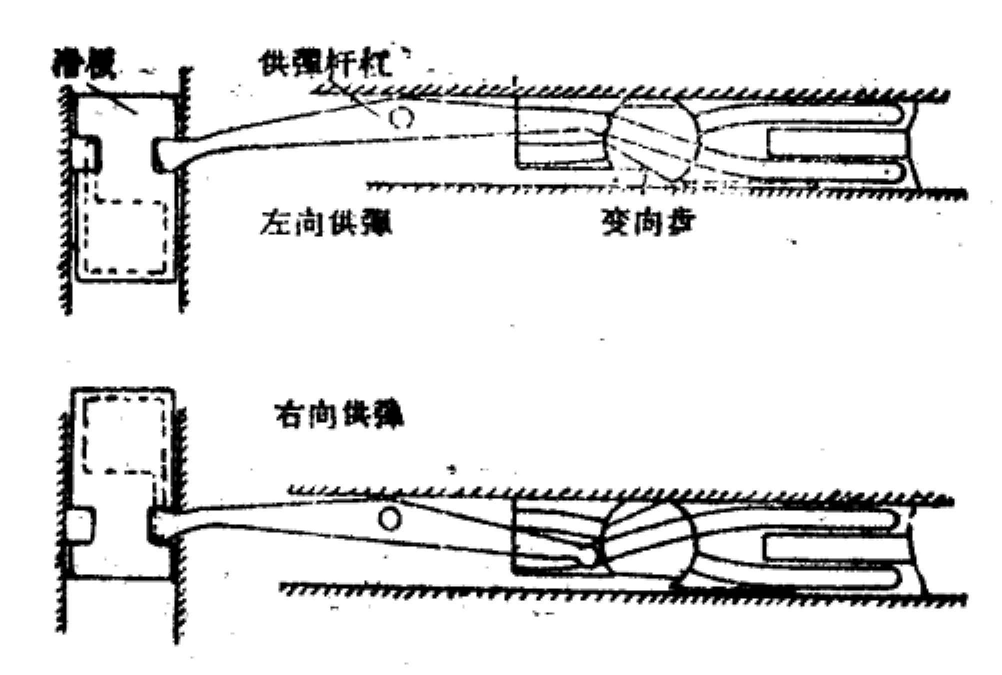


图303 可儿特-勃朗宁机枪上的彈鏈供彈机构。

这类机构又可分为两种：一种在改变彈鏈供彈方向时需要更换零件，另一种則不需要更换零件。

ПВ-1机枪的彈鏈供彈机构可作为第一种机构的例子。在这种机枪上，可以安装两个輸送彈鏈方向不同的受彈器(图 302)。

可儿特-勃朗宁航空机枪的彈鏈供彈机构可作为第二种机构的例子。在这种机枪上，改变推送彈鏈的方向时，只要将撥彈滑板掉一个方向并轉动一下枪机上的专用变向盘，把枪机上的一个曲綫槽隔断，而将另一个曲綫槽接通即可（图303)。

7 供彈机构工作时彈鏈运动的計算

如何計算带枪彈的彈鏈在供彈机构工作时的运动质量，是設

計和研究供彈机构时最重要的問題。

由于鏈节具有彈性，故在彈鏈供彈机构工作时，沿彈鏈长度上各个部分的速度是不一致的。很明显，在彈鏈供彈机构的撥彈滑板开始工作时，彈鏈上直接被撥彈齿扣住的枪彈也开始移动，由于这顆枪彈的移动，与該枪彈最接近的一部分彈鏈就被拉伸，并逐漸迫使彈鏈上其他枪彈移动。被撥彈齿扣住的枪彈移动某一距离以后，整个彈鏈都可能发生移动。这时，彈鏈上各个枪彈移动的速度，可能各不相同。如果部分彈鏈在开始射击时折迭在彈匣內，則在供彈之初，只是彈鏈的悬挂部分发生移动，然后逐漸使彈鏈的折迭部分进入运动。供彈机构工作結束之后，当彈鏈上第一发枪彈被受彈器內的阻彈齿扣住时，彈鏈的整个悬挂部分还可能处于运动状态，并且彈鏈的这种运动可能继續到第二次发射后供彈机构再次开始工作时还不停止。这时，彈鏈的运动不仅决定于供彈机构的工作，而且也决定于彈鏈各部分的初速和彈鏈在空間的位置。在自动射击时接續下去的全部射击过程中，彈鏈都将产生这种运动，这就使彈鏈的运动甚为复杂。射击时彈鏈的这种运动（图 304）可以在快速連續拍攝的膠片上观察到。射击时彈鏈运动的复杂性和不定性，使設計供彈机构时計算彈鏈质量的工作至为困难。然而，为了計算这些机构的运动諸元，又不得不寻求解决該問題的方法。

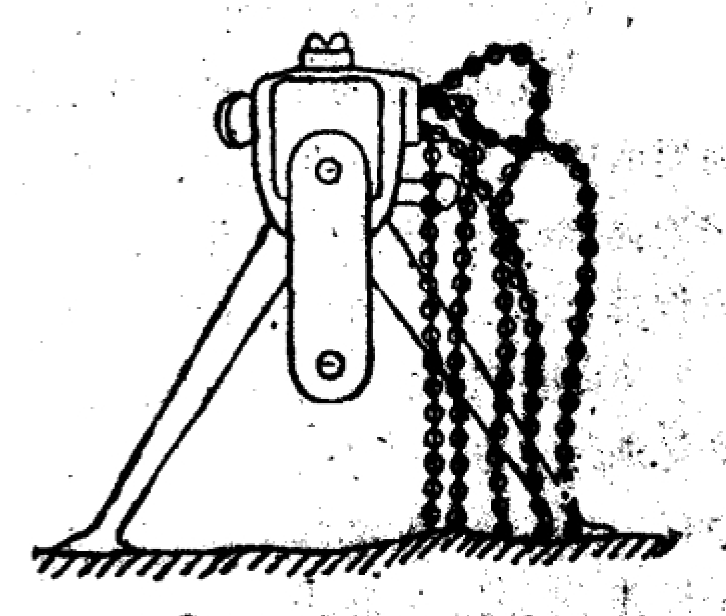


图304 彈鏈的不同位置。

在分析研究彈鏈供彈机构的工作时，往往采取若干重要的假設来考虑彈鏈的质量。同时，机构工作的实际略图也用較簡单的原理图来代替。

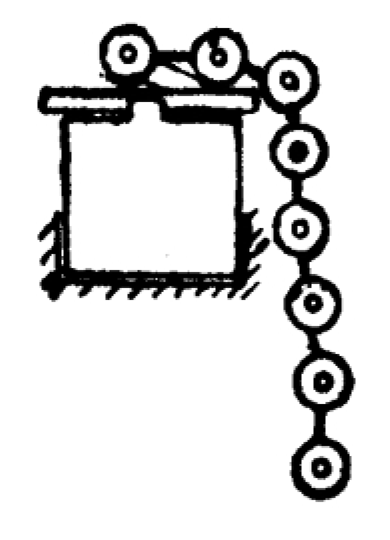


图305 弹链供弹的实际略图。

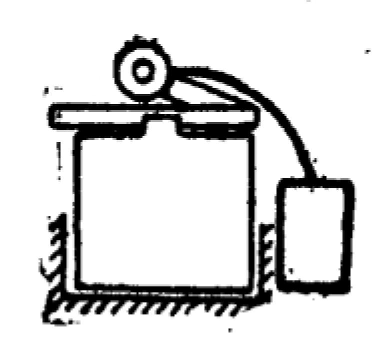


图306 弹链供弹原理图。

例如，当机构的构件都是絕对刚体时，如果不考虑弹鏈的弹性，而认为它是絕对剛性的，則弹鏈供弹机构工作的实际略图（图305）就可用图306上的原理图来代替。在这个图上，取整个弹鏈的质量集中在一点上。根据这一假設，就可以用一般的方法来研究弹鏈供弹机构的工作。因为，在这种情况下，可以把弹鏈当作是机构中的一个无弹性的刚性构件来研究。

下面我們将研究弹鏈供弹机构应該滿足那些条件，才能保証輸送弹鏈时的能量消耗不多。要供弹机构的从动构件（例如撥弹滑板）在給定的时間內走过一定的行程，其速度的变化规律可以是极其不同的。实际上，弹鏈上最前面那发枪弹的位移，可以用下列公式表示之：

$$s=\int_0^t V_{\pi} dt, \tag{54}$$

式中 V_{π}——与供弹机构从动构件相連的、弹鏈上最前面那发枪弹的运动速度；

t——时間。

当 s 和 t 值不变时，被积函数 $V_{\pi}=f(t)$ 可用各种不同的方法給定。

在图307上給出了弹鏈速度随时間变化的两种規律。

在第一种情况下，速度很快增大到一定数值，然后保持不变。

在第二种情况下，速度随时間函数成直綫增长。

从图上可以看出，第二种情况的末速比第一种情况的末速要大两倍，可是它的加速度則比第一种情况下的加速度小好几倍。

由此可以肯定：在不同能量消耗和不同加速度的情况下，都可获得同样的彈鏈位移。此时，在能量消耗方面最有利的方案对于获得小的加速度方面就最不利。关于最有利的速度变化规律的問題，可以結合对武器的具体技术要求予以解决。

上述这些討論，在彈鏈悬挂部分不长，而且可以不考慮其彈性的所有情况下，都将是正确的。如果彈鏈悬挂部分很长，又不考慮彈鏈的彈性，則对彈鏈的运动和它对自动机工作的影响，都不能获得正确的概念。

現在我們研究一下彈鏈供彈机构在考慮彈鏈鏈节的彈性时的运动。在解决这个問題时，我們用簡化图代替彈鏈供彈的实际略图，并假設长度有限的彈鏈是用匀质的彈性材料制成的，并設其由受彈器自由下垂(图 308)。

假設供彈时整个彈鏈都沿鉛直方向移动，而不考慮彈鏈在进入受彈器时运动方向的变化。假設撥彈滑板的运动规律亦为已知。

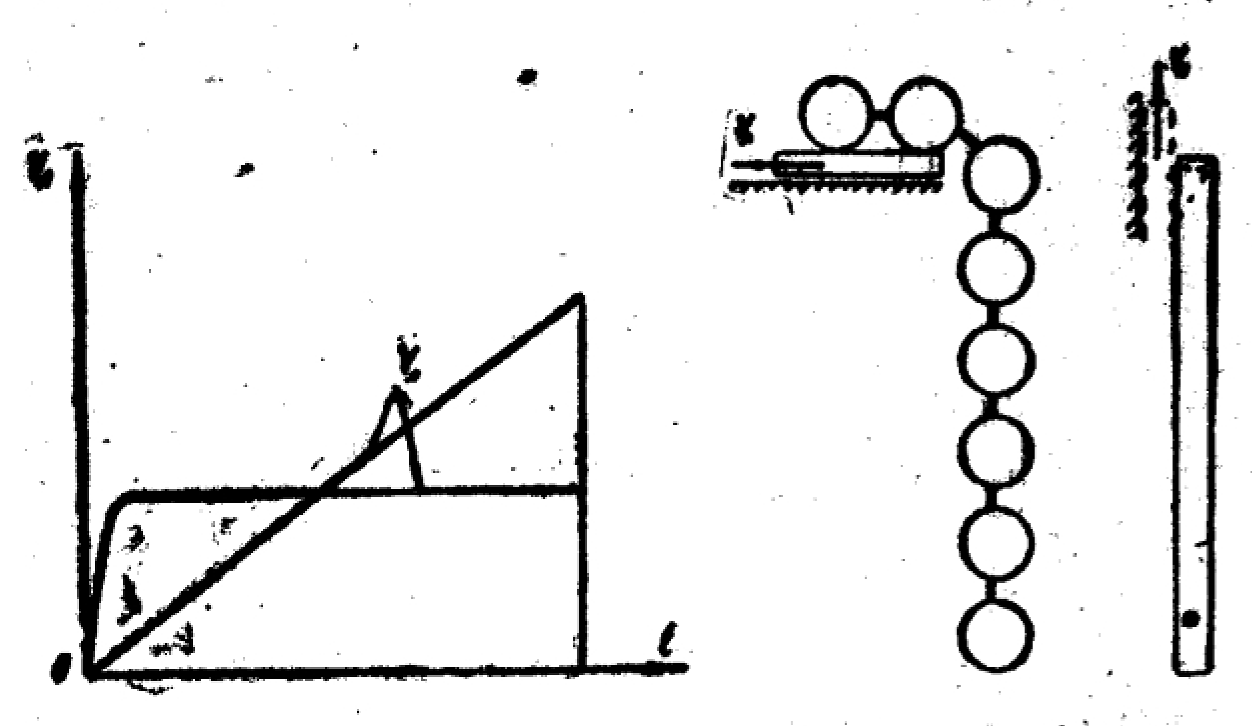


图307 $V_x = f(t)$图解。

图308 彈鏈供彈的簡化图。

根据这些假設，可以把彈鏈看作是上端运动規律为已知的、自由悬挂的彈性体(如彈簧那样)。

为了研究彈鏈的运动，可用图解法确定彈簧圈的运动情况(見156頁)。

在图309上繪有彈鏈运动的略图，并給出彈鏈上端的位移与时間的关系曲綫和变形波沿彈鏈的傳播規律。

假設从彈鏈上端开始运动时起，变形波沿整个彈鏈通过。此变形波通过长度为L的彈鏈悬挂部分所需时間为●

$$t_1=\sqrt{\frac{m}{\eta_л}},$$

式中 m——长度为L的彈鏈悬挂部分的质量；

$\eta_л$——长度为L的彈鏈悬挂部分的剛度。

如果用μ和η表示彈鏈单位长度的质量和剛度，显然，

$$\mu=\frac{m}{L}和\eta=\eta_л L。$$

于是，时間t_1的表达式可以写成下列形式：

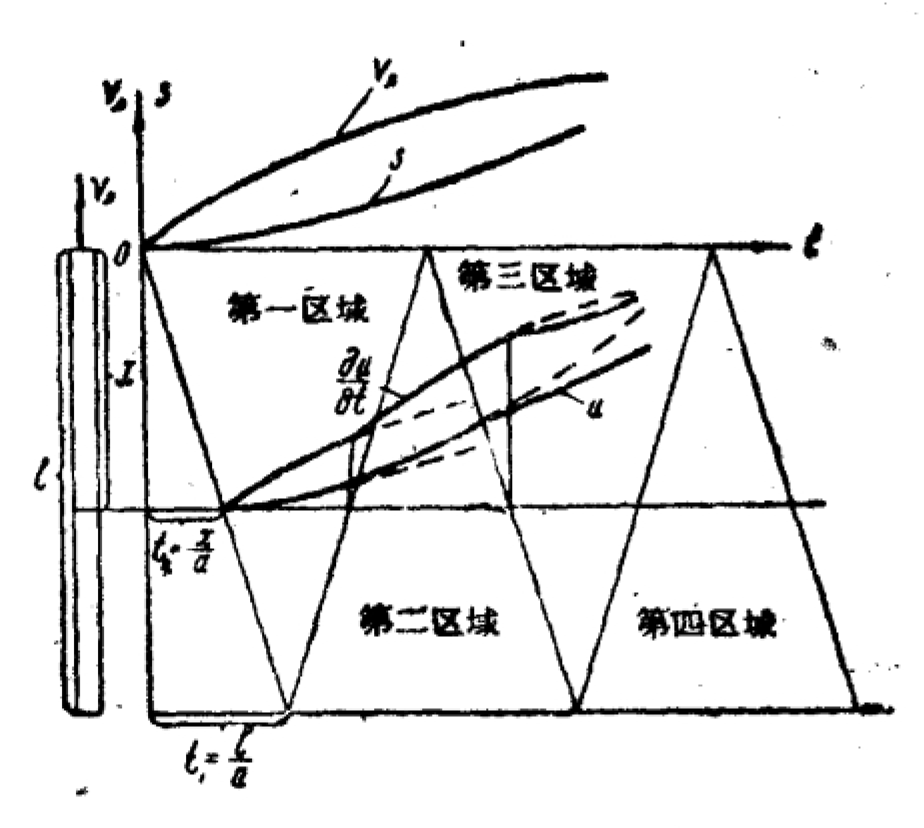


图309 表示彈鏈运动的图解。

● 見151頁。

$$t_1 = L\sqrt{\frac{\mu}{\eta}}。$$

应該注意，变形波通过弹鏈的速度可用下式表示：

$$a=\frac{L}{t_1}=\sqrt{\frac{\eta}{\mu}}。$$

例如，若

$$\mu=0.125\frac{公斤\cdot 秒^2}{米^2},\quad \eta=1000公斤和L=2米,$$

則

$$t_1=L\sqrt{\frac{\mu}{\eta}}=2\sqrt{\frac{0.125}{1000}}=0.022秒,$$

$$a=\frac{L}{t_1}=91米/秒。$$

利用研究弹簧圈运动的結果，可以写出位移 u、速度 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 和弹鏈上决定于座标 l 的任一横断面的相对变形 $\frac{\partial u}{\partial l}$ 的表达式●：

$$u=\varphi(t-t_0)+\varphi(t+t_0-2t_1)-\varphi(t-t_0-2t_1)-$$
$$-\varphi(t+t_0-4t_1)+\varphi(t-t_0-4t_1)+\varphi(t+t_0-6t_1)\cdots; \qquad (55)$$
$$\frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'(t-t_0)+\varphi'(t+t_0-2t_1)-\varphi'(t-t_0-2t_1)-$$
$$-\varphi'(t+t_0-4t_1)+\varphi'(t-t_0-4t_1)+\varphi'(t+t_0-6t_1)\cdots; \qquad (56)$$
$$-\frac{\partial u}{\partial l}=\frac{1}{a}[\varphi'(t-t_0)-\varphi'(t+t_0-2t_1)-\varphi'(t-t_0-2t_1)+$$
$$+\varphi'(t+t_0-4t_1)+\varphi'(t-t_0-4t_1)-\varphi'(t+t_0-6t_1)], \qquad (57)$$

式中

$$t_0=\frac{l}{a},\quad t_1=\frac{L}{a},$$

而函数 φ 表示撥弹滑板的运动规律。

在运用这些公式时，对于供弹机构开始工作后的不同瞬間，应当取不同的項数，此項数应与在变形波沿弹鏈运动的图解（图309）所标注的各个区域的編号相等。

例如，对于图解中的1号区域，在第一个变形波通过后的 u、$\frac{\partial u}{\partial l}$ 和 $\frac{\partial u}{\partial t}$ 的公式为：

● 見155頁。

$$u=\varphi(t-t_0);\quad \frac{\partial u}{\partial t}=\varphi'(t-t_0);\quad -\frac{\partial u}{\partial l}=\frac{1}{a}\varphi'(t-t_0)。$$

利用上列各式，可以求出由座标 l 所确定的、作用在彈鏈内任一横断面上的力。

假設彈鏈每一单元长度 ∂l 的弹性与长度为 L 的整个弹鏈的弹性相同，就可以写出关系式

$$\frac{\partial u}{\partial l}=\frac{u}{L},\tag{58}$$

式中 u——彈鏈（长度为 L）在 P 力作用下的纵向弹性变形；

∂u——彈鏈单元长度 ∂l 在 P 力作用下的纵向弹性变形。

上式的右边用 P 乘除之，得

$$\frac{\partial u}{\partial l}=\frac{u}{P}\ \frac{P}{L}。$$

考虑到 $\frac{PL}{u}=\eta$ 是彈鏈单元长度的剛度，可得

$$\frac{\partial u}{\partial l}\ \eta=P。$$

因此，对于第一区域(图 309)，

$$|P|=\frac{\eta}{a}\varphi'(t-t_0)。$$

图 310 和 311 是当撥彈滑板的速度按綫性規律变化或固定不变时，彈鏈上各个横断面的速度和相对变形的图解。这两个图都是根据上述各个公式作出的。

利用这些图解，可以确定由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 的变化規律，和推送彈鏈时所耗的机械能量。

显然，由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 的表达式可以在 $t_0=0$ 时得出。

这时，对图解的第一区域（图 309）得

$$|P_n|=\frac{\eta}{a}\varphi'(t)=\sqrt{\eta\mu}\,V_n,$$

式中 V_n——彈鏈上端或撥彈滑板的速度。

此表达式指出，在 $t<2t_1$ 时，由彈鏈作用在撥彈滑板上的力与撥彈滑板的速度成比例。

例如，当 $\eta=1000$ 公斤时，$\mu=0.125\frac{公斤\cdot秒^2}{米^2}$，

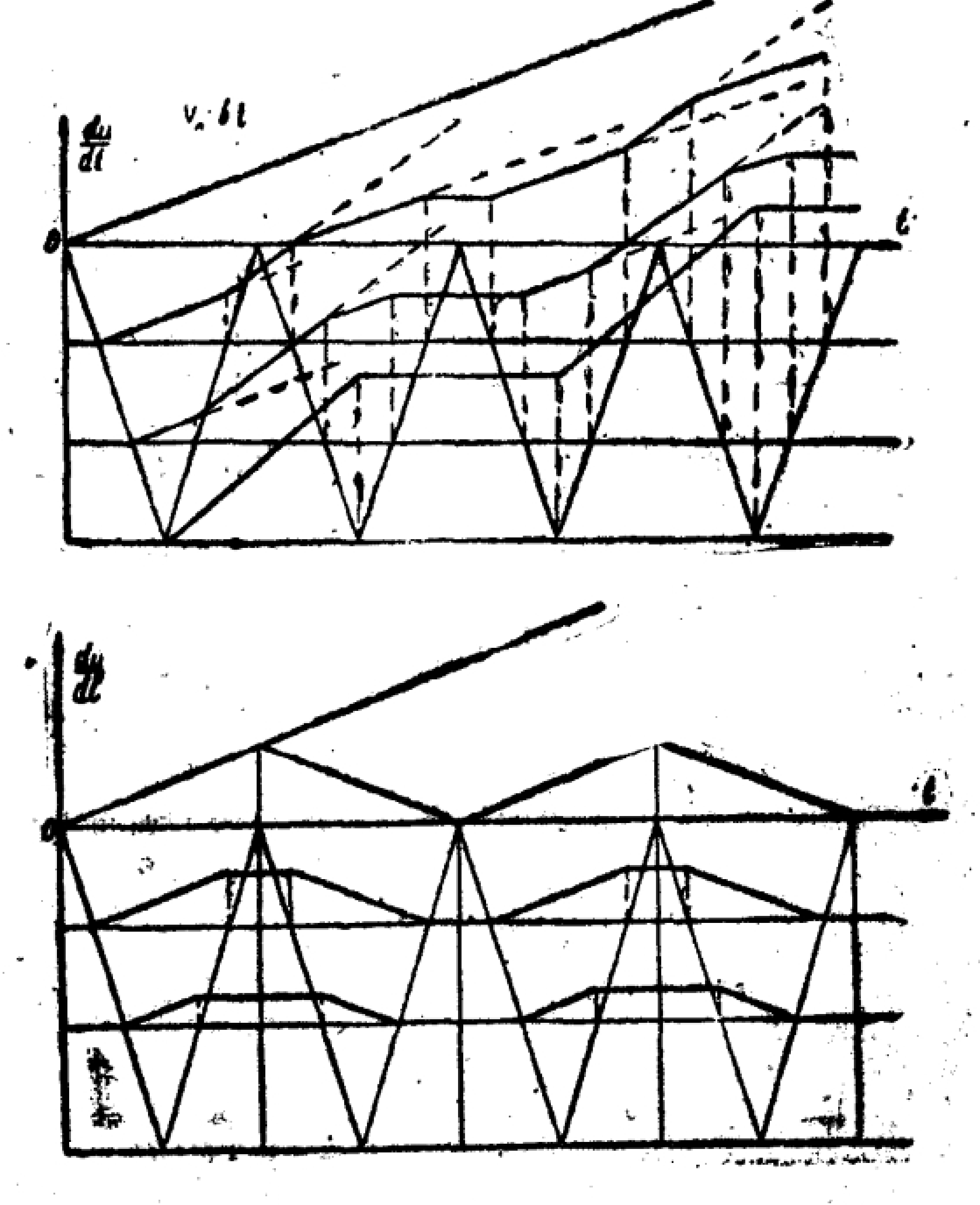


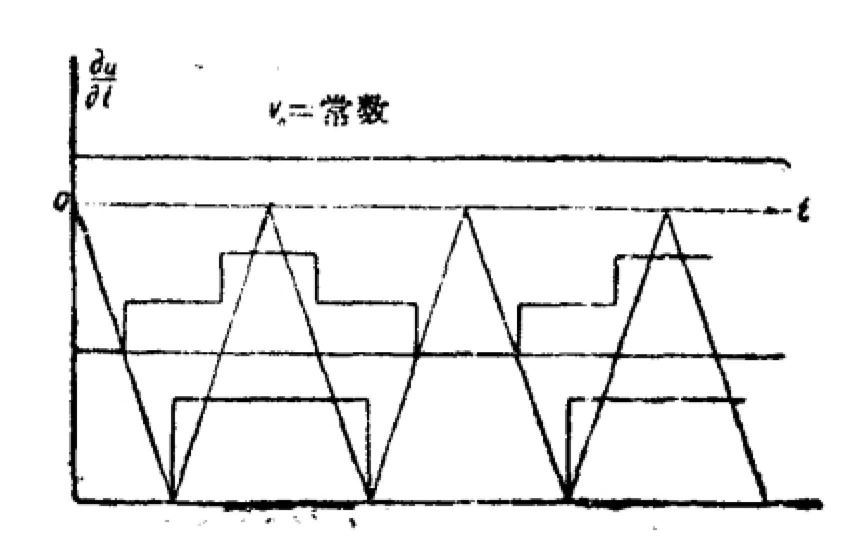
图310 当拨弹滑板的速度按线性规律变化时，弹链上各个横断面的速度和相对变形的图解。

而 $V_n = 2\frac{米}{秒}$时， 力P_n＝22公斤。

如果弹链供弹机构在 $t > 2t_1$ 的时間内工作，由弹链作用在拨弹滑板上的力的表达式将要复杂一些，一般可按下式求出：

$$t_0 = 0 \text{时}，\ |P_n| = \eta \frac{\partial u}{\partial l}。$$

弹链运动时所消耗的机械能（只考虑 P_n 力的作用时）可用下式表示



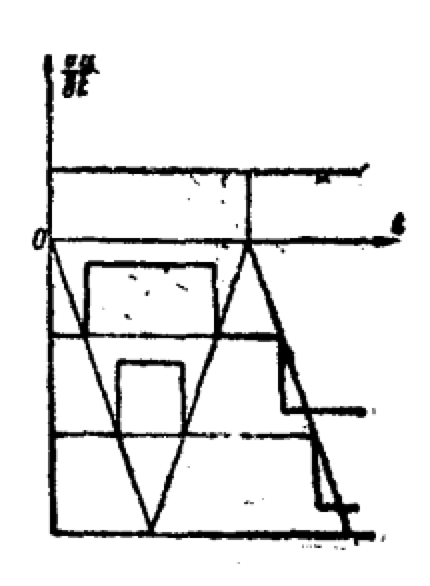


图311　当撥彈滑板的速度不变时，彈鏈上各个横断面的速度和相对变形的图解。

$$E=\int_0^s |P_{\text{II}}|\,ds,$$

式中　s——撥彈滑板的座标。

考虑到 $ds=V_{\text{II}}dt$，上列 E 的表达式可以写作下列形式：

$$E=\int_0^t |P_{\text{II}}|\,V_{\text{II}}dt。$$

当 $t\leqslant 2t_1$ 时，力

$$|P_{\text{II}}|=\frac{\eta}{a}\varphi'(t)=\frac{\eta}{a}V_{\text{II}},\quad E=\frac{\eta}{a}\int_0^t V_{\text{II}}^2 dt。$$

当 $2t_1\leqslant t\leqslant 4t_1$ 时，力

$$|P_{\text{II}}|=\frac{\eta}{a}[\varphi'(t)-2\varphi'(t-2t_1)]=\frac{\eta}{a}(V_{\text{II}(t)}-2V_{\text{II}(t-2t_1)}),$$

$$E=\frac{\eta}{a}\int_0^t (V_{\text{II}t}-2V_{\text{II}(t-2t_1)})V_{\text{II}t}dt。$$

分析一下各种自动武器的彈鏈供彈机构，就不难看到，在凸輪机构中，凸輪輪廓的結构一般都使从动构件（撥彈滑板）有两个运动时期：加速时期和制动时期；而且在从动构件的加速时期内，其速度都近似地按綫性規律增长。在非凸輪机构的彈鏈供彈

机构中，則常保証从动构件在供弹时期內的速度变化不大而接近于常量。

因此，現在我們更詳細地研究一下弹鏈运动的这两种情况：一种是撥彈滑板的速度驟然由零增到某一規定的数值，然后保持不变；一种是撥彈滑板的速度由零按綫性規律逐漸地增加到某一規定值。

如果撥彈滑板的速度随时間成直綫增大，則将有 $V_{\text{п}}=bt$，式中 b 是撥彈滑板的常量加速度。

这时，对于 $t\leqslant 2t_1$ 将得

$$E=\frac{\eta}{a}\int_0^t V_{\text{п}}^2 dt=\frac{\eta b^2}{a}\int_0^t t^2 dt=\frac{\eta b^2 t^3}{3a}=\frac{\eta V_{\text{п}}^2 t a}{3a^2},$$

但

$$a^2=\frac{\eta}{\mu}\text{和 } a=\frac{L}{t_1}。$$

因而，

$$E=\frac{L\mu V_{\text{п}}^2}{3}\cdot\frac{t}{t_1};$$

但 $L\mu=m$，式中 m 是整个弹鏈的质量。所以

$$E=\frac{mV_{\text{п}}^2}{3}\cdot\frac{t}{t_1}。$$

$t=2t_1$ 时，得

$$E=\frac{2}{3}mV_{\text{п}2}^2, \tag{59}$$

式中 $V_{\text{п}2}$——撥彈滑板在 $t=2t_1$ 瞬間的速度。

如果 $$2t_1\leqslant t\leqslant 4t_1,$$

則

$$E=\frac{\eta}{a}\int_{2t_1}^t [V_{\text{п}t}-2V_{\text{п}(t-2t_1)}]V_{\text{п}}dt,$$

但 $$V_{\text{п}t}=bt\text{ 和 }V_{\text{п}(t-2t_1)}=b(t-2t_1)。$$

因此，

$$E=\frac{\eta b^2}{a}\int_{2t_1}^{t}[t-2(t-2t_1)]t\,dt$$

或

$$E=\frac{\eta b^2}{a}\int_{2t_1}^{t}(4t_1t-t^2)dt。$$

积分后得

$$E=\frac{\eta b^2}{a}\left[2t_1t^2-\frac{t^3}{3}-\frac{16}{3}t_1^3\right],$$

或者由于

$$a^2=\frac{\eta}{\mu};\ bt=V_п;\quad a=\frac{L}{t_1};\ L\mu=m,$$

得

$$E=mV_п^2\left[2-\frac{1}{3}\frac{t}{t_1}-\frac{16}{3}\frac{t_1^2}{t^2}\right],$$

此时

$$t=4t_1\text{时},\quad E=\frac{mV_{п4}^2}{3},\tag{60}$$

式中 $V_{п4}$——撥彈滑板在 $t=4t_1$ 瞬間的速度。

(60)式同样可以写成下列形式:

$$E=\frac{4}{3}mV_{п2}^2,\tag{61}$$

式中 $V_{п2}$——撥彈滑板在 $t=2t_1$ 瞬間的速度。

利用（59）式和（60）式，可以求得在 $t=4t_1$的时間內彈鏈供彈所耗机械能量的表达式:

$$E=2mV_{п2}^2,$$

式中 $V_{п2}$——撥彈滑板在 $t=2t_1$ 瞬間的速度。

如果撥彈滑板的速度值不变（$V_п=$常量），则当 $t\leqslant 2t_1$ 时，

$$E=\frac{\eta}{a}V_п^2\int_0^t dt=\frac{\eta V_п^2t}{a}。$$

此表达式很容易化成下列形式:

$$E=mV_п^2\frac{t}{t_1},$$

式中　$m=\mu L$——整个彈鏈的质量。

在 $t=2t_1$ 时

$$E=2mV_{\text{п}}^2。\tag{62}$$

在 $2t_1\leqslant t\leqslant 4t_1$ 时，将沒有由彈鏈作用在撥彈滑板上的力，因为彈鏈将产生跳动。

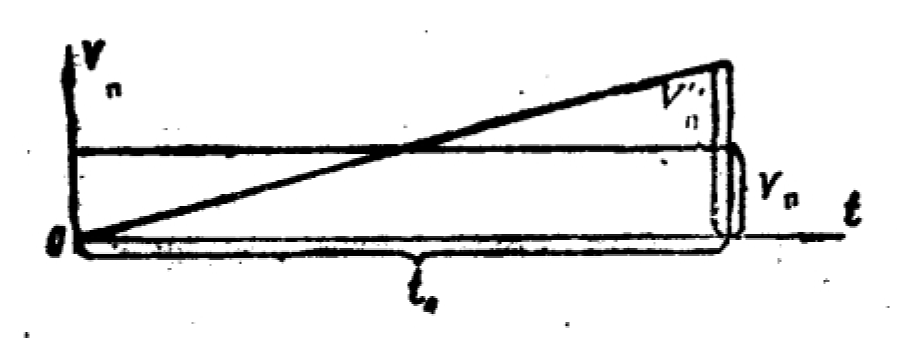


图312　$V_{\text{п}}=f(t)$的图解。

为了比較一下彈鏈运动时可能消耗的机械能量，假設撥彈滑板有两个速度变化規律，这两个規律都能保証撥彈滑板在給定的供彈时間 $t_{\text{п}}$ 內作同样大小的位移 s（图 312）。

如果 $t_{\text{п}}=2t_1$，那末撥彈滑板的速度按直綫增大时（$V_{\text{п}}=bt$），消耗在彈鏈运动上的机械能量将为

$$E=\frac{2}{3}mV_{\text{п}}^{\prime\prime 2}。\tag{63}$$

撥彈滑板的运动速度值不变时（$V_{\text{п}}=$常量），在同一时間內机械能的消耗将为

$$E=2mV_{\text{п}}^{\prime 2}。$$

因为在所取条件下（$s=$常量），应当使 $V_{\text{п}}^{\prime\prime}=2V_{\text{п}}^{\prime}$，所以后一表达式可以写为

$$E=\frac{mV_{\text{п}}^{\prime\prime 2}}{2}。$$

如果 $t_{\text{п}}=4t_1$，則当 $V_{\text{п}}=bt$ 时，

$$E=2mV_{\text{п}}^{\prime 2}\text{ 或 }E=\frac{mV_{\text{п}}^{\prime\prime 2}}{2}。$$

在 $V_{\text{п}}=$常量时，

$$E=2mV_{\text{п}}^{\prime 2}\text{ 或 }E=\frac{mV_{\text{п}}^{\prime\prime 2}}{2}。$$

把研究的結果列入下表。

消耗在彈鏈运动上的机械能量表

	$t_{п}=2t_1$	$t_{п}=4t_1$
$V_{п}=bt$	$E=\frac{2}{3}mV_{п}^{\prime\prime 2}$	$E=\frac{1}{2}mV_{п}^{*2}$
$V_{п}=$常量	$E=\frac{1}{2}mV_{п}^{\prime\prime 2}$	$E=\frac{1}{2}mV_{п}^{*2}$

由表可知，彈鏈运动所消耗的机械能量不仅取决于撥彈滑板的速度变化規律，还取决于供彈时間 $t_{п}$ 和时間 t_1 的比值。

最后应該指出，利用上述研究彈鏈运动的方法，可以最簡单地找出彈鏈上的任何部分在供彈机构工作时或工作后的运动。研究彈鏈在彈鏈供彈机构工作后的运动时，可以不必考虑其彈性，但要考虑重力的作用。計算和試驗的結果証明，在进行連續射击时，每次发射之后，在彈鏈供彈机构开始工作前，彈鏈都处在运动状态中。因此，在第一发以后的各次射击中，消耗在輸送彈鏈上的能量通常都会减少。

在图 313 上画的是在彈鏈速度的变化規律为 $V_{п}=bt$ 和 $V_{п}=$常量时彈鏈上各个部分在供彈机构工作时的位移。

彈鏈在供彈机构工作时的运动，可以这样进行計算：就是把由彈鏈作用在撥彈滑板上的力 P 换算到机构的基本主动构件上去，計算此主动构件的运动，然后根据傳动关系計算彈鏈（撥彈滑板）的运动。此作用力 P 可按上述公式求出。

同时，也可以考虑彈鏈懸挂部分的重力和彈鏈进入受彈器时所受的摩擦力，但是，这些力对彈鏈供彈机构工作的影响与 P 力比較起来，通常是微不足道的。

供彈机构的工作对自动机工作的影响很大。

为了説明这种影响，下面列表举出馬克沁机枪的枪管在彈鏈懸挂部分上的枪彈数量不同时复进运动时間的試驗数据。

由表可以看出，机构的极限負荷比懸垂 200 发枪彈稍微多一

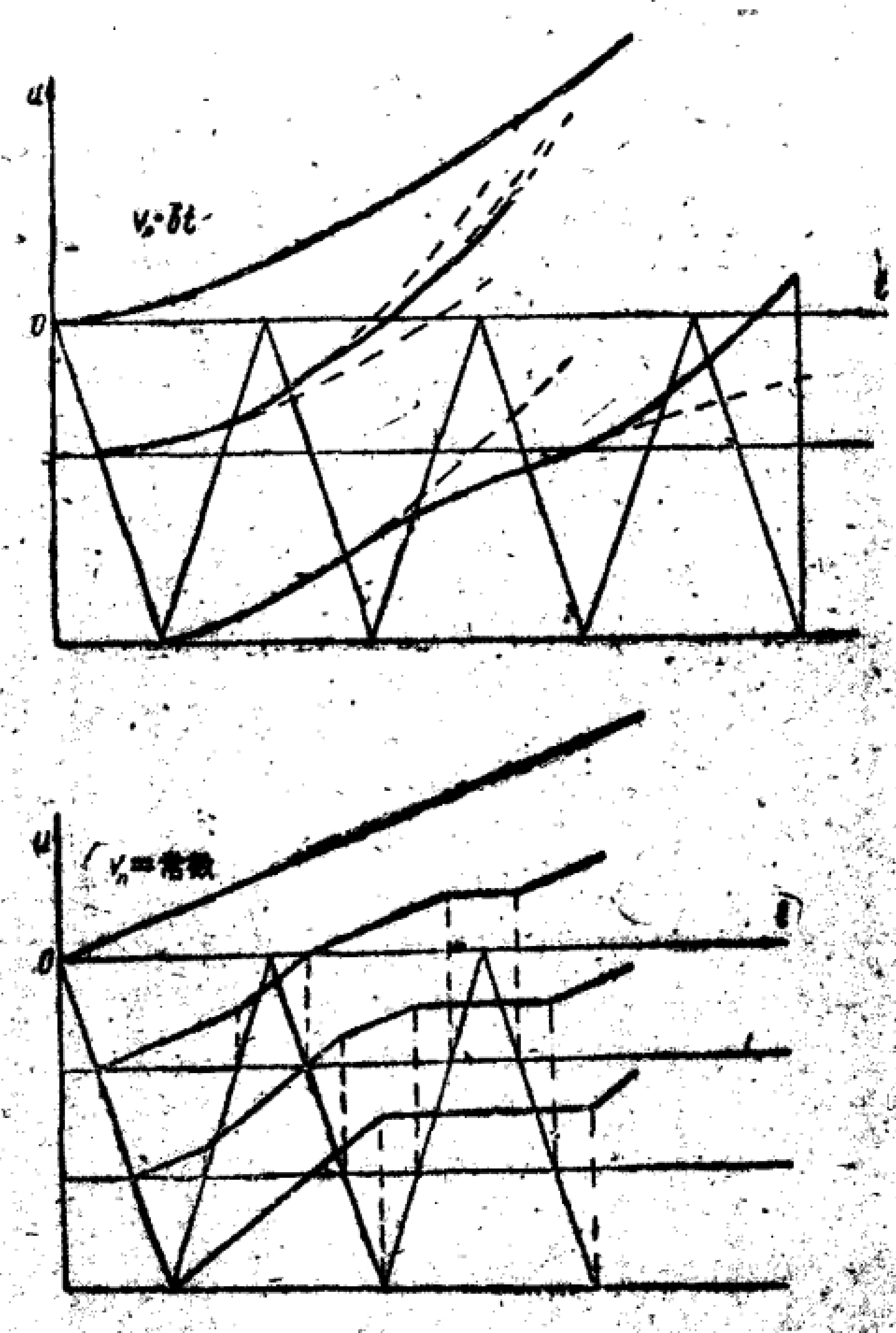


图313 在$v_{n}=bt$和v_{n}=常量时弹链运动的图解。

点，在极限负荷下，枪管还能在枪机赶上它之前到达最前方位置而不致卡弹。表中的第一栏表明弹链的质量对自动机运动的影响有多大；第二栏表明供弹机构在第二发射击时不承受负荷，并且，在弹链长度达100发枪弹以前，自动机在第二发射击时的工作条件实际上不受弹链长度的影响。

因此，在这种情况下，供弹机构最坏的工作条件是在第一发射击时产生的。計算时应当考虑到这一点。

在长点射时，供弹机构最坏的工作条件也可能不在第一发射

击时产生，而产生在連續发射中的某一发上。这时，彈鏈在上跳之后复向下落，而供彈机构又恰好在这时猛拉彈鏈向上运动。

馬克沁机枪枪管的复进运动时間

彈鏈上枪彈急挂的数量	运动时間（秒）		
	連发中的第一发	連发中的第二发	連发中的第三发
20	0.0302	0.0285	
40	0.0321	0.0279	
60	0.0333	0.0260	
80	0.0417	0.0267	
100	0.0628	0.0271	
120	0.0671	0.0314	0.0620
140	0.0752	0.0313	
160	0.0885	0.0346	0.0812
200	0.0940	0.0307	
240	0.1165	卡彈	

正如我們所看到的，机构各部分上的最大內力，主要决定于撥彈滑板的速度。有了撥彈滑板的速度随时間变化的图解，就可以求出供彈杠杆凸輪上的最大作用力（此力使彈鏈拉伸），并可以进而求出其它零件上的作用力。根据求出的力，就可以計算零件的强度。

根据实驗的数据，在某些武器上（口徑7～8毫米），由彈鏈作用在供彈傳动机构上的作用力大到30公斤，这时自动机还能够工作。

下表列出彈鏈破斷强度的实驗数据。

彈 鏈 类 型	破斷力（公斤）
馬克沁机枪的（混合式的）彈鏈	150～170
СГ-43 机枪的（金屬的）彈鏈	190～210
可儿特机枪的（蔴織的）彈鏈	100～110
MG-42机枪的（金屬的）彈鏈	160～180
ZB-53机枪的（金屬的）彈鏈	150～160
ДШК大口徑机枪的（金屬的）彈鏈	850～900

弹簧供弹机构的分析和作图举例

假設要求設計一个供弹机构，在枪机（主动构件）移动 x_1 时保証撥弹滑板（从动构件）的位移为 s_1。

給定傳速比变化规律 $k=f(x)$ 之后，就可以求出关系式 $s=f(x)$，

其中 x——枪机的位移；

s——撥弹滑板的位移。

实际上，

$$k=\frac{ds}{dx}$$

或

$$ds=k\,dx。$$

因此，

$$\int_0^s ds=\int_0^x k\,dx$$

或

$$s=\int_0^x k\,dx。$$

假設关系式 $k=f(x)$ 可以用下列公式表示之：当 $0\leqslant x\leqslant\frac{x_1}{2}$ 时，$k=ax$，当 $\frac{x_1}{2}\leqslant x\leqslant x_1$ 时，$k=b$。

式中 a 和 b 是两个常系数。

这时

$$s_1=\int_0^{\frac{x_1}{2}} ax\,dx+\int_{\frac{x_1}{2}}^{x_1} b\,dx,$$

$$s=\frac{ax_1^2}{8}+\frac{bx_1}{2}。$$

但当

$$x=\frac{x_1}{2}\text{时，}$$

$$\frac{ax_1}{2}=b。$$

所以

$$s_1=\frac{ax^2}{8}+\frac{ax_1^2}{4}=\frac{3}{8}ax_1^2,$$

由此得

$$a=\frac{8s_1}{3x_1^2},\quad b=a\frac{x_1}{2}。$$

如令，$s_1=24$毫米，　　$x_1=80$毫米，则得

$$a=10\frac{1}{\text{米}},\quad b=0.4。$$

现在可以求出 $s=f(x)$ 的关系式如下：

$$s=\int_0^x axdx,$$

此时，　　$0\leqslant x\leqslant\frac{x_1}{2}$时；

$$s=\int_0^x axdx,$$

此时，　　$\frac{x_1}{2}\leqslant x\leqslant x_1,\quad s=\frac{ax_1^2}{8}+\int_{\frac{x_1}{2}}^x bdx。$

按照第一个公式，得

$$s=5x^2,$$

按照第二个公式，得

$$s=5\times0.04^2+0.4(x-0.04)。$$

下面列出按照上述公式求出的 $s=f(x)$ 的数值关系。

x（毫米）	0	10	20	30	40	50	60	70	80
s（毫米）	0	0.5	2	4.5	8	12	16	20	24

为了得到 $s=f(x)$ 的关系，可以采用不同結构的供弹机构。例如，可以利用 СГ-43 式机枪的供弹机构，此机构是由两个活动构件組成的（枪机框和撥彈滑板）；它們之間的运动联系是利用枪机框上的凹槽和撥彈滑板上的凸起构成的（图314），此凸起在凹槽內移动。在СГ-43 式机枪上，枪机框上的这个凹槽是一个傾斜度不变的直槽，因而使撥彈滑板和枪机框之間的傳速比不变。对于变傳速比，枪机框上的这个凹槽就应当是一条曲綫槽。下面我們研究一下在采取上述傳速比的变化规律时，如何作出枪机框上曲綫槽的理論輪廓。

我們假設枪机框固定不动，而研究撥彈滑板对枪机框的相对运动。

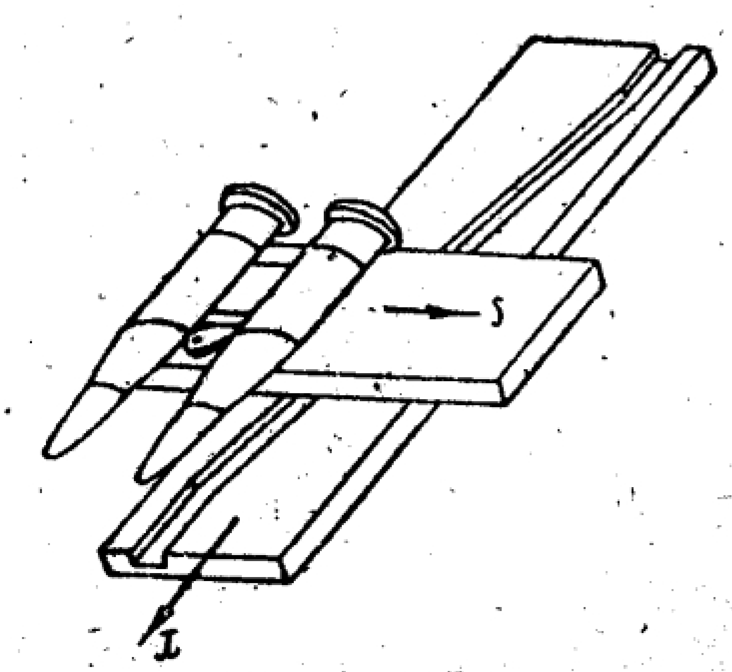


图314　СГ-43式机枪的彈鏈供彈机构略图。

为了在这种情况下得到和枪机框运动时相同的相对位移，必須使撥彈滑板以枪机框的速度（但方向相反）朝着与枪机框运动方向相反的方向移动，同时又垂直于枪机框的运动方向，以它自己所固有的速度（在枪机框运动时撥彈滑板的速度）移动。

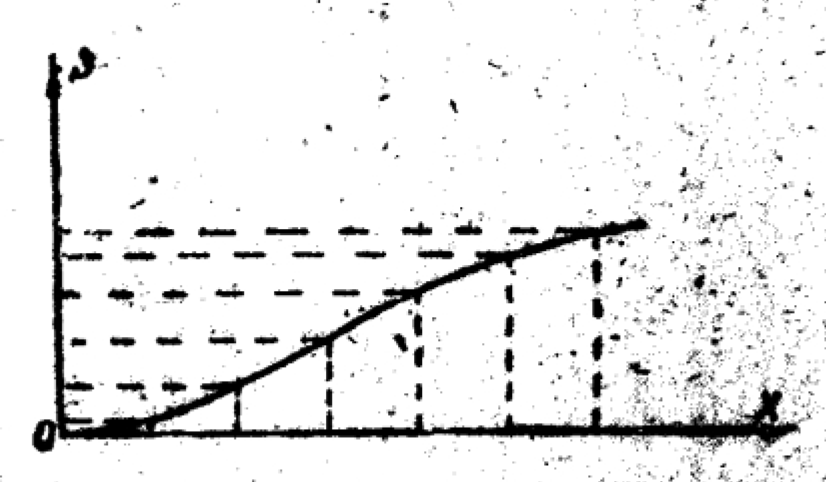


图315　枪机框上曲綫槽理論輪廓的繪制。

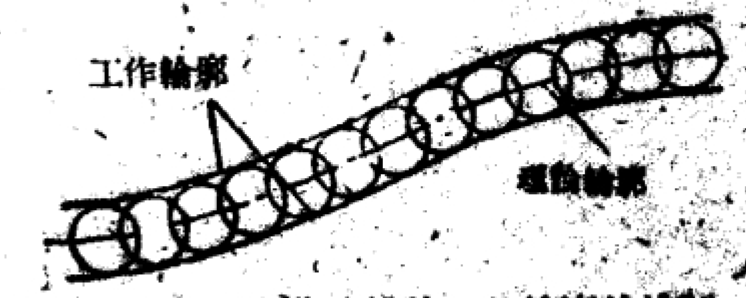


图316　枪机框上曲綫槽的工作輪廓的繪制。

如果在所設条件下，选取一直角座标系，沿横座标軸截取撥彈滑板对枪机框的纵向相对位移 x（其絕对値等于枪机框的纵向位移），沿纵座标軸截取撥彈滑板的横向位移 s，便得 $s = f(x)$ 的曲綫，此曲綫就是枪机框上曲綫槽的理論輪廓。

求此曲綫槽輪廓的全部作图法如图315所示。

所求得的曲綫，将决定撥彈滑板上凸起的中心在枪机框上曲綫槽內的位置。如果这个凸起是一个圓柱，那末为了求得枪机框上曲綫槽的工作輪廓，必須以該凸起的半徑为半徑在理論輪廓上

作出一系列的圓，这些圓的外包綫就是曲綫槽的工作輪廓（图316）。

現在让我們根据317图所示的略图作出供彈机构的傳动系統。这个傳动机是一个繞O点擺动的杠杆，杠杆前臂的末端进入撥彈滑板上的缺口内，杠杆的另一臂上有一曲綫槽，枪机上的圓柱形凸起进入此槽内。給定枪机上凸起的中心和撥彈滑板缺口的起始位置，并給定杠杆迴轉軸O的位置，就可以按下述方法作出杠杆上曲綫槽的理論輪廓（图318）。

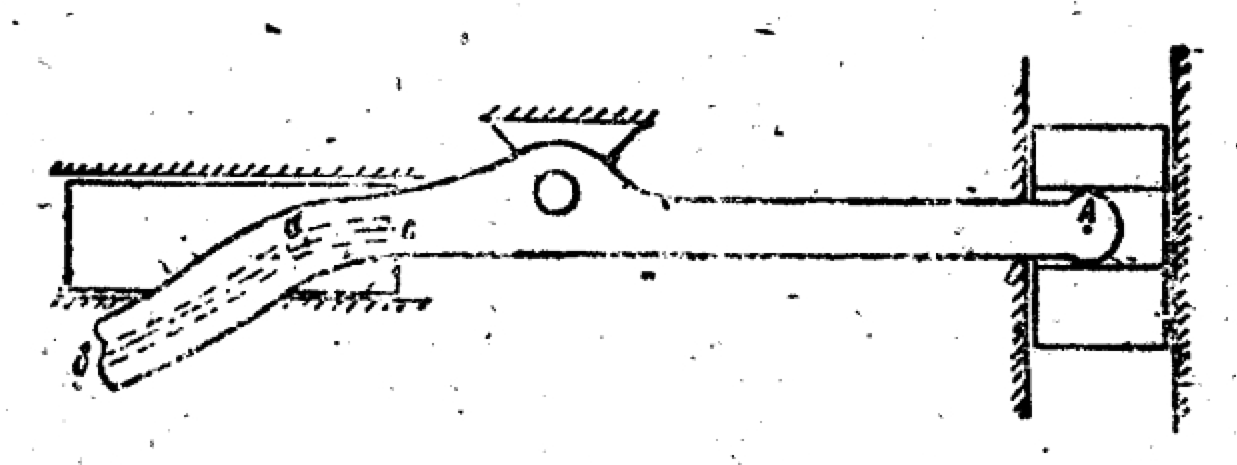


图317 彈鏈供彈机构略图。

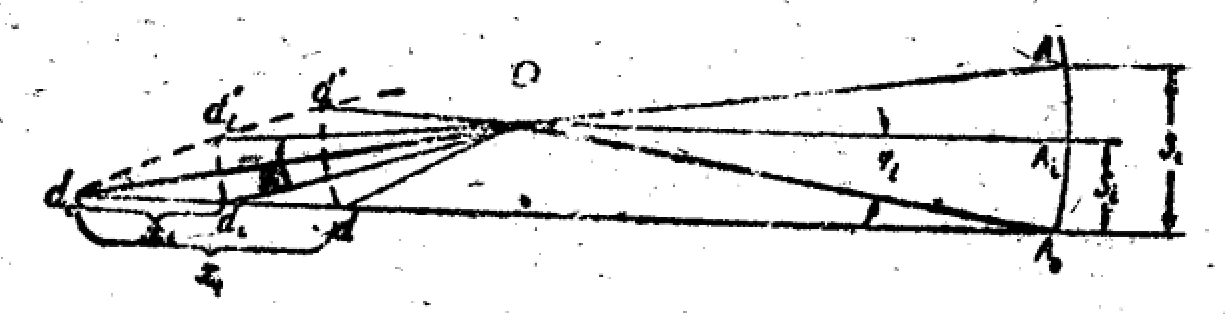


图318 杠杆上曲綫槽輪廓的繪制。

为了使撥彈滑板能在枪机位移x_i时得到位移s_i，必須由相应的起始位置出发标出这些位移（图318），并把A_i点和d_i点与杠杆的回轉軸心（O点）用直綫連接起来。

然后以O点为頂点，从Od_i綫出发作角$\varphi_i=\angle A_0OA_i$。

如果在已求得的角的两边之間，以O为圓心，作圓弧$d_id'_i$，則d'_i点将在枪机曲綫槽的理論輪廓上。

实际上，当枪机上的圓柱形凸起的中心由d_0点到d_i点移动

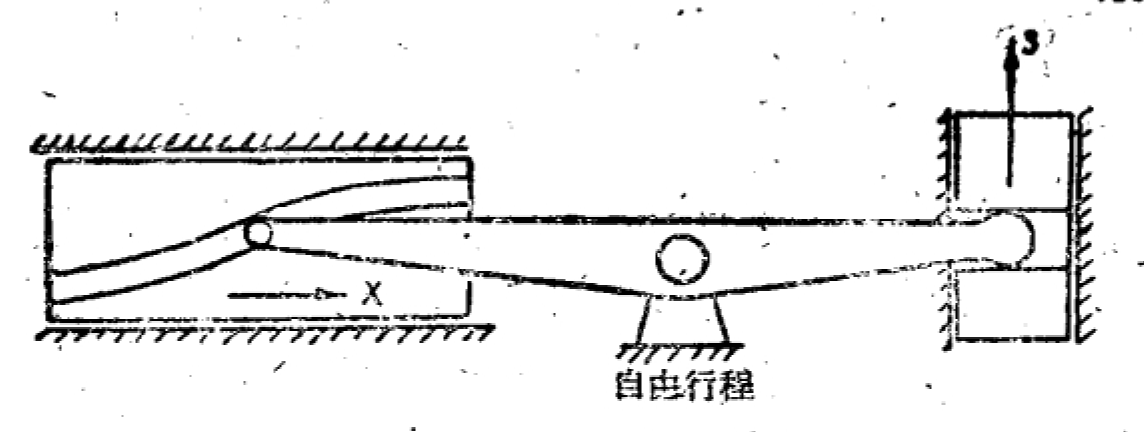


图319 彈鏈供彈机构的略图。

一个 x_i 的位移时，d_i' 点将与 d_i 点相重合，且杠杆将轉动一个大小等于 φ_i 的角度。这时杠杆的另一臂也轉动一个 φ_i 角，A_0点就轉到 A_i点的位置上，使撥彈滑板获得給定的位移 s_i。

利用这个方法同样可以求得杠杆曲綫槽理論輪廓上一系列的 d_i' 点。

图 319 是某一彈鏈供彈机构的原理图，图 320 則是該机构中枪机上曲綫槽輪廓的作法。此机构略图与上述机构略图不同之点在于：这个机构中的曲綫槽直接作在枪机上。

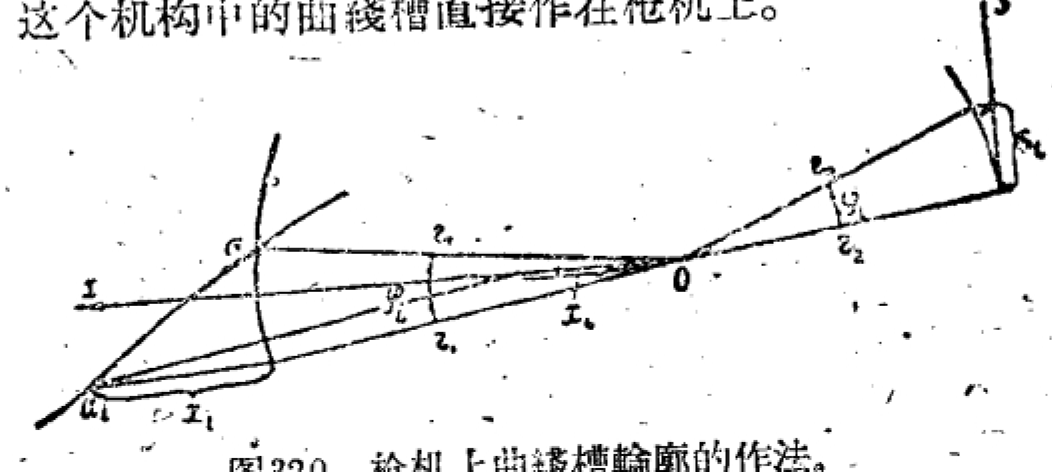


图320 枪机上曲綫槽輪廓的作法。

为了作出枪机上曲綫槽的理論輪廓，应假設枪机不动，而认为杠杆軸对枪机作相反方向的运动。如果枪机向前的位移量为 x_i 时，撥彈滑板的位移量为 s_i，則应如图 320 所示，截取长度为 s_i 的綫段，然后标出杠杆臂半徑 r_2 的第二个位置，得出 φ_i 角。

然后，应当繞 O 点标出 φ_i 角繪出半徑 r_1 的第二个位置，由半徑 r_1 的末端在枪机运动的反方向上截取 x_i，得 a_i 点。此 a_i 点就是枪机曲綫槽的理論輪廓上的一点。实际上，当枪机移动 x_i 的路程时，杠杆末端将沿枪机曲綫槽滑动，使杠杆轉动一个 φ_i 角，同

时撥彈滑板移动一个大小等于 s_i 的路程。

利用同一作图方法，可以求得一系列的 a_i 点，由此作出枪机曲綫槽的理論輪廓，然后即可作枪机曲綫槽的实际輪廓。

用上述方法求得的曲綫，通常可代以圆弧和直綫綫段的組合而予以簡化。

这时，彈鏈供彈机构傳动机的傳速比的变化規律也将有一些改变，并且不能像前面所举的例子那样，能用簡单的解析式表示此傳速比的变化規律。在这种情况下計算自动机的运动时，如果需要足够精确地計算傳速比的实际变化規律，就应該采用运动微分方程式的图解解析解法或数值积分解法。

下面以图 314 所示的机构为例，研究如何在彈鏈供彈机构工作时計算自动机各部分的运动。

在解此实例时，将根据两个假設来計算彈鏈的运动。我們首先在不考慮彈鏈的彈性且假設彈鏈的全部质量集中在一点的条件下研究自动机的工作，然后再考慮彈鏈的彈性来解此問題。

为了解此实例，令供彈傳动机的傳速比 k 在基本构件的前半个行程內，即由 $x=0$ 到 $x=\frac{\lambda}{2}$ 的行程內，为 $k_1=ax$，在基本构件的后半个行程內，即由 $x=\frac{\lambda}{2}$ 到 $x=\lambda$ 时，为 $k_2=b$。設供彈机构的基本构件在复进簧的作用下发生运动，其质量为 $M_p=0.2\frac{公斤\cdot秒^2}{米}$；已知复进簧在供彈机构开始工作时的內力为 $\Pi_1=11$公斤，在供彈机构工作結束时的內力为 $\Pi_2=5$公斤；基本构件在彈鏈供彈机构工作过程中的工作行程为 $\lambda=80$毫米。令在发射时运动的彈鏈和撥彈滑板的质量 $M_л=0.1\frac{公斤\cdot秒^2}{米}$。为了使問題簡化起見，我們忽略供彈机构傳动机中其它零件的质量和机构中的摩擦損失，取垂直悬挂的彈鏈重为 $q=0.98$公斤，彈鏈进入受彈器时所受的摩擦力 $R_л=1$公斤。設彈鏈供彈机构开始工作时基本构件的速度为 $V_{p0}=3.5$ 米/秒。

我們利用下列方程式来解决（見 184 頁）所提出的問題（不

考虑弹链的弹性时)：

$$M'_A V_A^2 = M'_{A0} V_{A0}^2 + 2\int_0^x Q dx, \qquad (64)$$

式中 M'_A——把机构中所有活动部分的质量换算到基本构件上以后的换算质量

$$\left(M'_A = M_A + M_B \frac{k^2}{\eta}\right);$$

Q——把构件中作用在活动部分上的全部作用力换算到基本构件上以后的换算力

$$\left(Q = F_A - F_B \frac{k}{\eta}\right);$$

V_A——机构中基本构件在任意瞬間的速度；

V_{A0}——基本构件的初速；

M'_{A0}——换算质量的初始値。

在换算质量和换算力之表达式中包括下列各量：

M_B——机构中工作构件的质量（在这种情况下，是带弹链的撥弹滑板）；

k——机构的傳速比；

η——效率；

F_A——作用在基本构件上的主动力在其运动方向上的投影；

F_B——作用在工作构件上的阻力在其运动方向上的投影。

在所研究的实例中，上述各量的数值为：

$$F_A = \Pi = \Pi_1 - \frac{\Pi_1 - \Pi_2}{\lambda} x = 11 - 75x \text{ 公斤};$$

$$F_B = q + R_n = 1.98 \text{ 公斤}; \ \eta = 1; \ k_1 = 10x \frac{1}{\text{米}}; k_2 = 0.4;$$

$$M_A = M_p = 0.2 \frac{\text{公斤·秒}^2}{\text{米}}; \ M_B = M_n = 0.1 \frac{\text{公斤·秒}^2}{\text{米}}。$$

根据这些数値，换算质量和换算力可表示如下：

对第一运动路段，即 $0 < x < \frac{\lambda}{2}$ 时，

$$M'_A = M_p + M_n k_1^2 = 0.2 + 10x^2;$$

$$Q = \Pi - (q + R_n)\ k_1 = 11 - 75x - 19.8x = 11 - 94.8x;$$

对第二运动路段，即$\frac{\lambda}{2} < x < \lambda$时，

$$M'_A = M_p + M_n k_2^2 = 0.216,$$

$$Q = \Pi' - (q + R_n)\ k_2 = 10.2 - 75x。$$

第一运动路段内换算质量的初始值（$x = 0$时）为：

$$M'_{A0} = 0.2 \frac{公斤 \cdot 秒^2}{米}。$$

由求得的换算力的表达式，可以求出积分

$$2\int_0^x Q dx。$$

对第一运动路段

$$2\int_0^x Q dx = 2\int_0^x (11 - 94.8x)\ dx = 22x - 94.8x^2。$$

对第二运动路段

$$2\int_{\frac{\lambda}{2}}^x Q dx = 2\int_{\frac{\lambda}{2}}^x (10.2 - 75x)\ dx = \left| 20.4x - 75x^2 \right|_{\frac{\lambda}{2}}^x。$$

把界限值$\left(\frac{\lambda}{2} = 0.04\right)$代入后，得：

$$2\int_{0.04}^x Q dx = -0.7 + 20.4x - 75x^2。$$

解（64）式求V_A^2，并将各量的值代入，可得：

对第一运动路段

$$V_A^2 = \frac{0.2 \times 3.5^2 + 22x - 94.8x^2}{0.2 + 10x^2};$$

对第二运动路段

$$V_A^2 = \frac{0.216 \times V_{A1}^2 - 0.7 + 20.4x - 75x^2}{0.216}。$$

在上式中，V_{A1}是基本构件在第二运动路段上的初速，它等于

此构件在第一运动路段上的末速。

将不同的 x 值代入 V_A^2 的表达式中，可以求得与各个 x 量相对应的基本构件的速度 V_A。

将按上述公式計算的結果列表如下：

x（毫米）	0	10	20	30	40
k	0	0.1	0.2	0.3	0.4
$V_A=V_p$（米/秒）	3.5	3.64	3.74	3.81	3.84
$V_л$（米/秒）	0	0.364	0.748	1.143	1.536
Δt（秒）	—	0.00280	0.00271	0.00265	0.00261
J_{cp}（米/秒²）	—	130	141	149	151

x（毫米）	50	60	70	80	
k	0.4	0.4	0.4	0.4	
$V_A=V_p$（米/秒）	3.92	3.99	4.05	4.1	
$V_л$（米/秒）	1.568	1.596	1.62	1.64	
Δt（秒）	0.00258	0.00252	0.00249	0.00245	
J_{cp}（米/秒²）	12	11	10	9	

表中还列出了撥彈滑板的速度 $V_л$、基本构件每移动 10 毫米的运动时間 Δt 和撥彈滑板的平均加速度 J_{cp}。

这些量是按下列公式算出的：

$$V_л = kV_p;$$

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{V_{p.cp}};$$

$$J_{cp} = \frac{\Delta V_л}{\Delta t},$$

式中 $V_{p.cp}$——枪机框在 Δt 时間內的平均速度；

$\Delta V_л$——撥彈滑板的速度在 Δt 时間內的增量。

知道了撥彈滑板的加速度，就可以求出作用在供彈傳动机上最大的力为

$$F_т = q + R_л + J_{cp}M_л = 1.98 + 151 \times 0.1 \approx 17 \text{ 公斤。}$$

把所有的 Δt 值加起来，就可以得出供彈机构的工作时間

$$t_n = \Sigma\Delta t = 0.0208 \text{秒。}$$

由于供弹机构的基本构件在机构工作时的运动速度变化不大，故可以根据初速和末速的平均值来求出供弹机构的工作时間

$$t_{\text{п}}=\frac{2\lambda}{V_{p0}+V_{p\lambda}}=0.021\text{秒。}$$

根据下述概念，就可以算出弹鏈供弹机构在工作时消耗的机械能量。

复进簧的功为

$$A=\frac{\Pi_1+\Pi_2}{2}\lambda=\frac{11+5}{2}0.08=0.64\text{ 公斤·米。}$$

因此，在不考虑供弹机构的工作和因摩擦而损失的机械能量时，供弹机构的基本构件在机构工作結束瞬間的动能将为：

$$E=\frac{M_pV_{\lambda p}^2}{2}+A=\frac{(0.2)\cdot(3.5)^2}{2}+0.64=1.86\text{ 公斤·米。}$$

在上述計算的基础上，考虑到供弹机构的工作时，基本构件在供弹机构工作結束瞬間的动能将为：

$$E_1=\frac{MV_{p\lambda}^2}{2}=\frac{(0.2)\cdot(4.1)^2}{2}=1.68\text{ 公斤·米。}$$

因此，供弹机构工作时所消耗的机械能量为：

$$\Delta E=E-E_1=1.86-1.68=0.18\text{ 公斤·米。}$$

最后必須指出，不仅在傳速比 k 与基本构件的位移 x 的函数关系能用簡单的解析式表示时，可以使用上述計算方法，就是在 $k=f(x)$ 不能用解析式表示而用表格或图解表示时，也可以使用上述計算方法。

在这种情况下，换算质量 M_λ' 和换算力 Q 与基本构件位移 x 的关系也将用图解或数值表示，同时，应当用近似的数值解法或近似的图解法来計算积分 $\int_0^x Qdx$。运用图解解析法研究弹鏈供弹机构中构件运动的例子，見270頁。

現在我們研究一下上述実例在考虑弹鏈弹性时的解法。为此，作为对上例的补充，我們令 $M_л$ 只代表弹鏈的质量，而将撥弹滑板的质量忽略不計，另外还假設弹鏈垂直悬挂部分的长度为1米，整个弹鏈的刚度系数为 $\eta=1000$ 公斤/米。

在所取假設的条件下，彈鏈供彈机构的基本构件的运动方程式可写作下列形式：

$$M_{\mathrm{p}}\frac{dV_{\mathrm{p}}}{dt}=\Pi-(P+q+R_{л})k,$$

式中 $M_{\mathrm{p}}=0.2\frac{公斤\cdot秒^2}{米}$——供彈机构中基本构件的质量；

V_{p}——供彈机构中基本构件的速度；

$\Pi=11-75x$——复进簧的彈力；

$q=0.98$ 公斤——彈鏈悬挂部分的重力；

$R_{л}=1$公斤——彈鏈进入受彈器时所受的摩擦力；

k——傳速比；

P——彈鏈运动时作用在撥彈滑板上的力。

前面曾求得 P 力的表达式为

$$P=\sqrt{\eta M_{л}}V_{л},$$

式中 $V_{л}$——彈鏈上端（或撥彈滑板）的速度。

将 η 和 $M_{л}$ 之值代入此公式，得

$$P=\sqrt{1000\times0.1}V_{л}=10V_{л}。$$

P 力也可以这样来表示：

$$P=10kV_{\mathrm{p}}，\quad 因为 k=\frac{V_{л}}{V_{\mathrm{p}}}。$$

現在可将供彈机构中基本构件的运动方程式写作下列形式：

$$0.2\frac{dV_{\mathrm{p}}}{dt}=11-75x-10k^2V_{\mathrm{p}}-1.98k。$$

对基本构件的第一个运动路段，取$k=ax=10x\frac{1}{米}$，得

$$0.2\frac{dV_{\mathrm{p}}}{dt}=11-94.8x-1000V_{\mathrm{p}}x^2$$

或

$$\frac{dV_{\mathrm{p}}}{dt}=55-474x-5000V_{\mathrm{p}}x^2。$$

如果沒有补充的假設，解此微分方程式时，可以运用任意的近似数值解法或图解解析法。

然而考虑到用理想的匀质彈性彈鏈替換实际彈鏈使得求出的

P 力幷不精确，因而可以用基本构件的初速代替其存速 V_p，以简化这个微分方程式。如果在弹鏈供弹机构工作时，基本构件速度的变化较小，則这种替换不致显著地改变計算的結果。

根据这个假設，上述微分方程式可写作下列形式：

$$\frac{dV_p}{dt}=55-474x-5000V_{p0}x^2,$$

或考虑到 $V_{p0}=3.5$ 米/秒，得

$$\frac{dV_p}{dt}=55-474x-17500x^2。$$

此方程式可以写作下列形式：

$$V_p^2=V_{p0}^2+2\int_0^x (55-474x-17500x^2)\,dx,$$

或者在积分之后代入 V_{p0} 值，得

$$V_p^2=12.25+110x-474x^2-11700x^3。$$

将按照这个公式算出的基本构件的速度 V_p 列入下表：

x（毫米）	0	10	20	30	40
V_p（米/秒）	3.5	3.64	3.76	3.84	3.88
t（秒）	—	0.0028	0.0055	0.0081	0.0107
V_a（米/秒）	0	0.36	0.75	1.11	1.55

表中还列出了按平均速度算出的运动时間和撥弹滑板的运动速度 $V_a=kV_p$。

弹鏈供弹机构在下一路段上的工作中，傳速比保持为常量（$k=0.4$）。

机构的运动微分方程式为：

$$0.2\frac{dV_p}{dt}=11-75x-10V_pk^2-1.98k;$$

当 $k=0.4$ 和 $V_p\approx V_{p0}=3.5$ 米/秒时，

$$\frac{dV_p}{dt}=23-375x。$$

对此方程式积分之后，可得

$$V_p^2 = V_{p(40)}^2 + 2\int_{\frac{\lambda}{2}}^{x} (23 - 375x)\, dx,$$

式中　$V_{p(40)} = 3.88$ 米/秒——彈鏈供彈机构工作期間內枪机移动了 40 毫米后的速度。

$\frac{\lambda}{2} = 40$ 毫米——枪机在前一运动时期中的位移。

对上式进行积分，幷将 $V_{p(40)}$ 和 $\frac{\lambda}{2}$ 之值代入后，可得

$$V_p^2 = 13.8 + 46x - 375x^2。$$

枪机速度 V_p 的計算結果示于下表:

x (毫米)	40	50	60	70	80
V_p(米/秒)	3.88	3.89	3.90	3.9	3.89
t (秒)	—	0.0133	0.0153	0.0185	0.021
$V_л$(米/秒)	1.55	1.55	1.56	1.56	1.55

在这些表中，还列出了按平均速度算出的运动时間和撥彈滑板的运动速度 $V_л = kV_p$。

在解此例題时，曾假設由彈鏈作用在撥彈滑板上的 P 力与撥彈滑板的速度成正比。这个假設只有在供彈机构的工作时間 $t_п$ 小于时間 $2t_1$ 的情况下才是正确的。

时間 t_1 可以按下式求出:

$$t_1 = \sqrt{\frac{\mu}{\eta}} = \sqrt{\frac{0.1}{1000}} = 0.01 秒。$$

因而，在所研究的实例中 $t_п \approx 2t_1$，这就証明了采用上述計算方法是可能的。

如果 $t_п > 2t_1$，則在时間 $t = 2t_1$ 之后，由于需要計算（57)式中的前三項，故必須考慮采用 P 力的另一关系式。

比較一下在考慮彈鏈彈性和不考慮彈鏈彈性时自动机在彈鏈供彈机构工作时的运动計算結果，就可看出，在本例的情况下，它們几乎是相同的。这是由于彈鏈懸挂部分不长之故。幷且証实了前面所作的假設——在彈鏈不长时可以不考慮彈鏈的彈性——

是正确的。

这只是在确定运动諸元时如此。在确定撥彈滑板或彈鏈上的作用力时，考虑彈鏈的彈性与否可以計算的結果显著改变。

当供弹机构中撥彈滑板与基本构件之間的傳动机的傳速比为常量时，就特别需要考虑彈鏈的彈性，因为在这种情况下，在开始供彈时，撥彈滑板的速度几乎是突然增长到一定数值的（撥彈滑板加速的时間很短，并远小于时間 $2t_1$）。現在让我們根据上例中的数据来研究一下傳速比为常数时的情况。

如果傳速比为常数，为了使撥彈滑板在基本构件的位移为：$\lambda=80$毫米时得到 $s=24$毫米的位移，傳速比应当为 $k=\frac{24}{80}=0.3$。

我們利用前例所引用的机构运动方程式来进行計算，即取

$$M_p\frac{dV_p}{dt}=\Pi-Pk-(q+R_л)k$$

或

$$V_p^2=V_{p0}^2+2\int_0^x[\Pi-Pk-(q+R_л)k]dx,$$

$$Pk=10V_{p0}k^2=10\times3.5\times0.3^2\approx3.1\text{ 公斤}$$

式中

$$\Pi=11-75x_1;$$

$$(q+R_л)k=1.98\times0.3=0.59;$$

$$M_p=0.2\frac{\text{公斤·秒}^2}{\text{米}}。$$

积分此公式，并将有关数值代入后，得

$$V_p^2=12.25+73x-375x^2。$$

将按此公式算出的基本构件的速度列入下表：

x（毫米）	0	10	20	30	40
V_p(米/秒)	3.5	3.6	3.68	3.76	3.82
$V_л$(米/秒)	1.05	1.08	1.1	1.13	1.15
t（秒）	—	0.0028	0.0057	0.0084	0.01033

（續）

x(毫米)	50	60	70	80	
V_p(米/秒)	3.89	3.92	3.94	3.96	
$V_{\text{п}}$(米/秒)	1.17	1.18	1.18	1.19	
t(秒)	0.0136	0.0161	0.0186	0.0212	

表中还列入了按平均速度算出的机构工作时間和撥彈滑板的速度 $V_{\text{п}}=kV_p$。

彈鏈供彈机构工作时所消耗的机械能量可按下式求出：

$$\Delta E=2M_{\text{п}}V_{\text{п}}^2=2\times0.1\times1.19^2=0.284\text{公斤·米。}$$

由基本构件的动能平衡关系得出的机械能量消耗为 $\Delta E=0.29$ 公斤·米。

在这种情况下，作用在撥彈滑板上的力为

$$F_m=P_m+q+R_{\text{п}}=10V_{\text{п}m}+1.98=10\times1.19+1.98\approx14\text{公斤。}$$

由以上所研究的实例可以看出，在考虑彈鏈的彈性时，第一次发射中消耗在彈鏈运动上的机械能要比不考慮彈鏈的彈性时大一些。

然而，計算的結果也説明，在彈鏈很短时（彈鏈悬垂部分的长度在1米以下），无論考慮和不考慮彈鏈的彈性，計算結果的差别并不大，这就証实了在計算供彈机构时，对短彈鏈不考慮其彈性的可能性。

§6 輸彈入膛机构

輸彈入膛机构的功用是把枪彈从受彈器或彈鏈上抽出，送到便于推彈的位置（使枪彈接近枪膛軸綫）然后把它送入彈膛。

輸彈入膛机构要在很短的时間內（以百分之几秒計）使枪彈移动很长一段路程。輸彈入膛机构的这种工作特点，要求我們特别注意慣性力作用的性质和大小，并要采取一切措施来减小枪彈的加速度。因为枪彈的加速度一大，就会产生很大的慣性力，这

种惯性力可能破坏枪弹的强度，特别是弹丸和底火在弹壳上的结合强度。

向弹膛輸弹时，枪弹通常要靠結构中导向元件的作用来完成很复杂的运动。輸弹时，枪弹运动是否平稳和对枪弹作用力的大小，与这些元件的形状和导引枪弹时这些元件作用在枪弹的那个部分上有很太关系。因此，选擇輸弹入膛时的枪弹导向元件，要以下面两个条件为依据：保証枪弹的运动有最大的平稳性和保証枪弹运动的一致性。

此外，导向元件的作用还决定于弹丸的結构和类型，因为許多特种作用的弹丸都具有很大的敏感度（例如爆炸弹）和很小的强度。因而不能利用导向部分对弹丸的作用来引导枪弹的运动方向。

自动武器其余各机构和整个自动机是否复杂，在很大程度上决定于輸弹入膛机构的結构和型式。因此，应力求使这种机构的結构尽量簡单。

輸弹入膛机构的工作在很大程度上决定着整个自动机工作的可靠性和武器的射速。因此，在射速已定的条件下，应該使此机构的結构簡单而又能保証动作可靠。

根据枪弹运动的特点，輸弹入膛机构可分为直接供弹和双层供弹两种机构。

在第一种情况下（直接供弹），枪弹朝着枪膛軸綫的方向向前运动而进入弹膛。在第二种情况下（双层供弹），枪弹先向后运动，然后再朝着枪膛軸綫运动，最后向前进入弹膛。

直接供弹比双层供弹簡单得多。通常在采用弹匣和可以向前推出枪弹或从側面撥出枪弹的弹鏈（开口弹鏈）时，都可以实現直接供弹。

直接供弹时，在枪机或供弹器的复进过程中，即可把枪弹从受弹器送入弹膛（把枪弹从弹鏈上或弹匣内推出，使其接近枪膛軸綫，然后推入弹膛）。

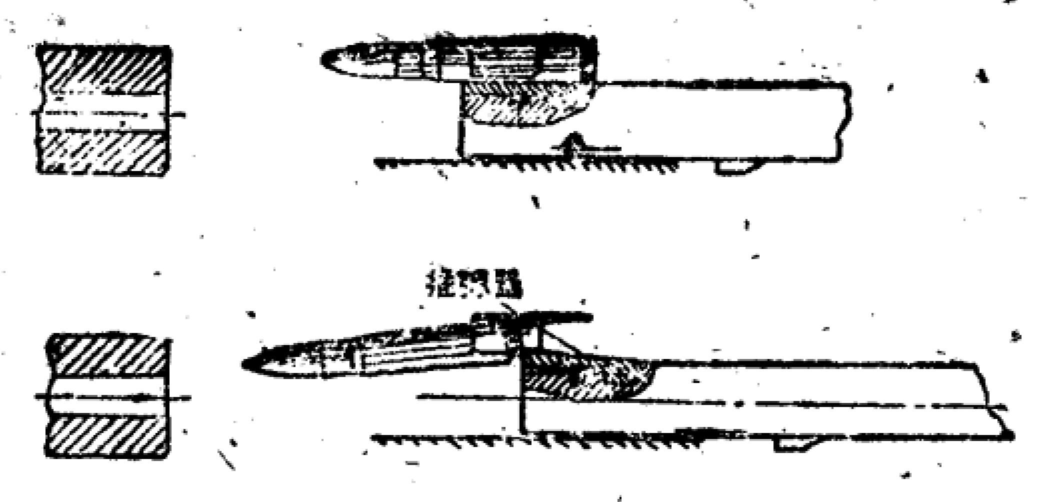


图321 推彈器工作图。

直接供彈机构的工作可靠性，多半决定于推彈时枪机或供彈器扣住枪彈的可靠程度和受彈器內的枪彈接近枪膛軸綫的程度。

为了保証枪机或供彈器能可靠地扣住枪彈，在枪机或供彈器上有时安装有推彈器（图 321）。当枪机或供彈器向后运动时，推彈器被压平，而不致阻碍枪彈進入受彈器；当枪机或供彈器向前运动时，推彈器在专用彈簧的作用下升起，并在推彈入膛时可靠地扣住枪彈。

无論彈鏈供彈或彈匣供彈都可采用这样的构造。

采用彈鏈供彈时，有时也利用安装在受彈器盖上的压彈板来帮助枪机在推彈入膛时可靠地扣住枪彈（图 322）。当枪机后退时，此压彈板使受彈器內最前面的一发枪彈接近枪膛軸綫，使枪机在推彈时能够可靠地扣住枪彈。

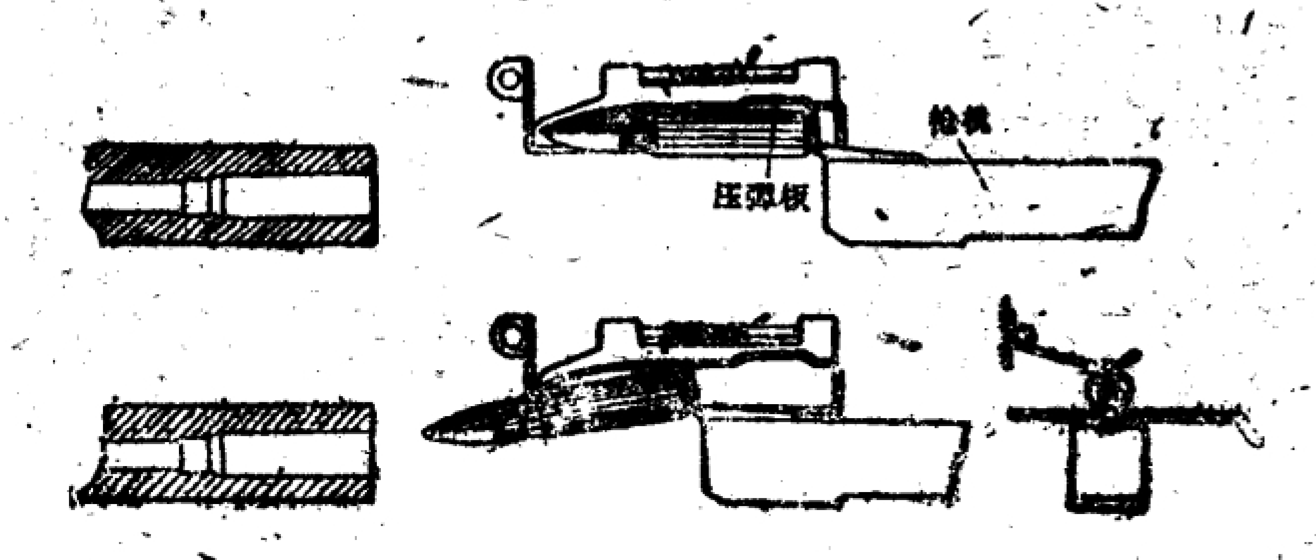


图322 压彈板工作图。

在直接供彈的机构中，通常用枪机往彈膛內推彈。但在某些自动武器中則不可能利用枪机来完成这項任务。在这种情况下，就必須利用专用的供彈器。1903年式馬德森輕机枪中的輸彈入膛机构即是一例。在这种机枪中，枪膛的开启是由枪机繞垂直于枪膛軸綫的軸迴轉而产生的（图 323）。

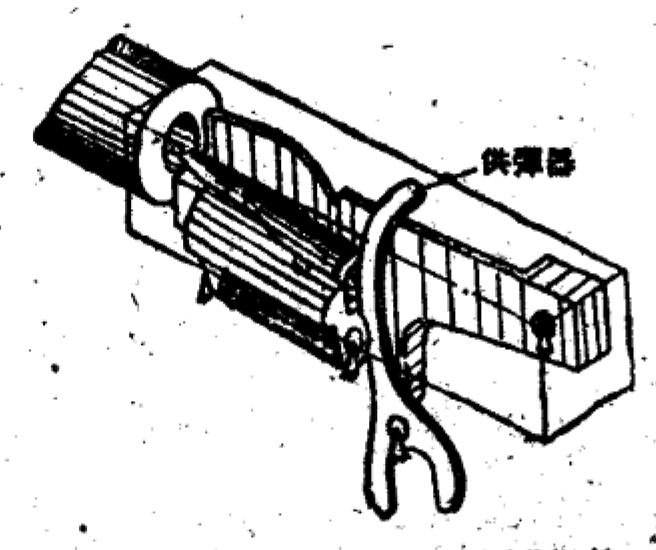


图323 馬德森机枪的輸彈入膛机构。

一般地說，这种輸彈入膛机构比用枪机推彈入膛的机构要复杂一些。但是用供彈器供彈时，自动机活动部分的质量可以大为減小，因而可以提高大口徑自动武器和高射速自动武器中自动机零件的寿命。

上面所举的例子是最簡单的直接供彈机构。在某些情况下，为了实现对武器的某些特殊要求，这种机构可能变得复杂一些。

双层供彈机构与直接供彈机构不同，在枪机后座时，由彈鏈上抽出枪彈，枪机复进时，再将枪彈送入彈膛。使枪彈接近枪膛軸綫的运动，可以在枪机复进或枪机后座时进行。这种机构的基本主动构件一般都是枪机。因为輸彈入膛机构的大部分工作（从彈鏈上抽出枪彈）都在枪机后座时进行，而此后座運动的性质可能因自动机的型式不同而各异。因此，首先应該根据自动机的型式来区分輸彈入膛机构。

在导气式自动武器中，枪机在开始后座时的加速度很大。因为枪机的运动通常是受枪机框的撞击后发生的。这种情况在射速很高和枪机的重量相当大（与枪机框的重量相比較）时，就会給輸彈入膛机构造成不利的工作条件，并且可能引起枪彈的破坏（彈丸从彈壳內脫出）。

在枪管短后座式自动武器中，枪机在开始后座时的加速度一般都比較小。因为在这种自动武器中，枪机首先和枪管一起在火

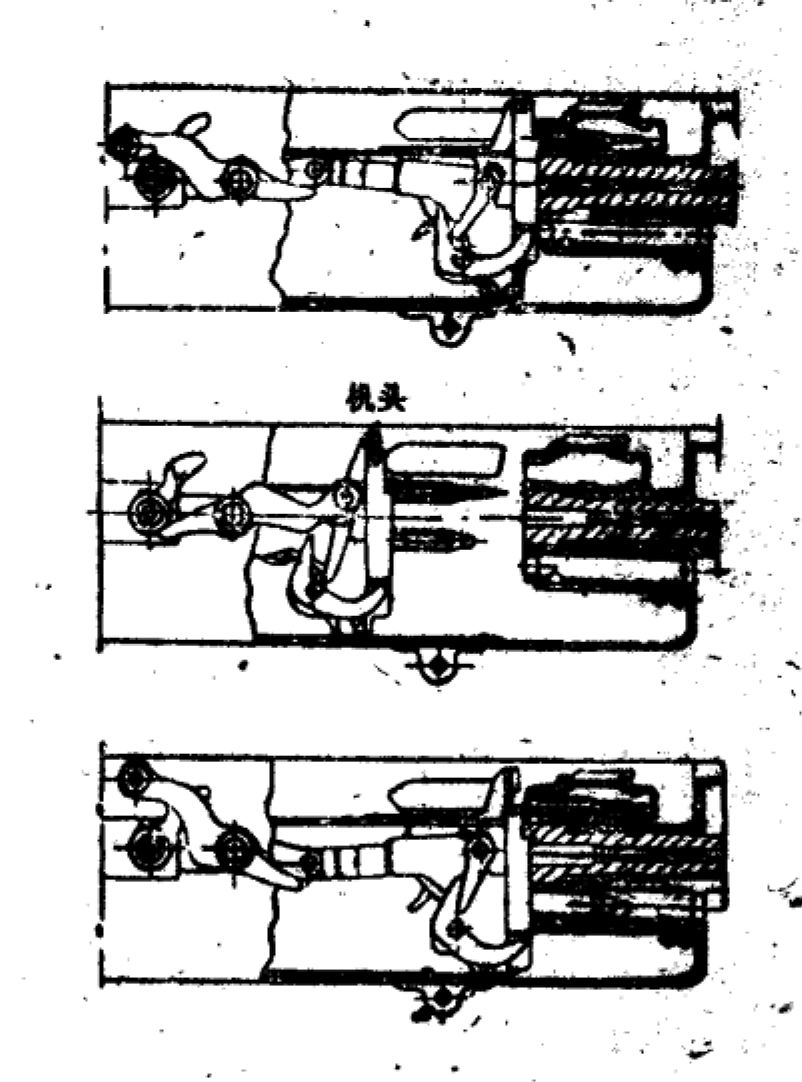


图324　馬克沁机枪的輸彈入膛机构。

药气体压力作用下运动，然后在加速机作用下运动。在这种情况下，可以使輸彈入膛机构得到較好的工作条件（特別是当加速机的工作无撞击时为然）。当加速机是通过連杆曲柄机构与枪机連接时，如1910年式馬克沁机枪那样，輸彈入膛机构的工作条件是最有利的。

根据結构特征，双层供彈机构可分为下列各組：带滑动机头的、杠杆式的、楔体式的、压彈挺式的、蝸旋式的和混合式的。

带滑动机头的輸彈机构的构造和工作略图示于图324。在此机构中，在枪机的前部装有一个活动机头，此机头可以在垂直方向上对枪机作相对移动。在机头的前端作有抓壳鈎，用以扣住彈壳底綠。枪彈向枪膛軸綫的移动是靠机头对枪机的相对滑动来实现的。机头的这个相对滑动，则靠机头两側的特殊突角在机匣上的导槽或定向板的引导作用获得。

1910年式馬克沁机枪上的輸彈入膛机构就是这种机构的一例。这种机构的优点是在供彈时能将枪彈很好的固定，能可靠地扣住枪彈底綠，并且可以用此机构进行抽壳和抛壳。

这种机构的缺点是結构复杂和外廓尺寸大。

杠杆式輸彈机构的构造和工作略图示于图325。在这种机构中，用一个装在軸上的杠杆代替滑动的机头。在枪机运动时，由

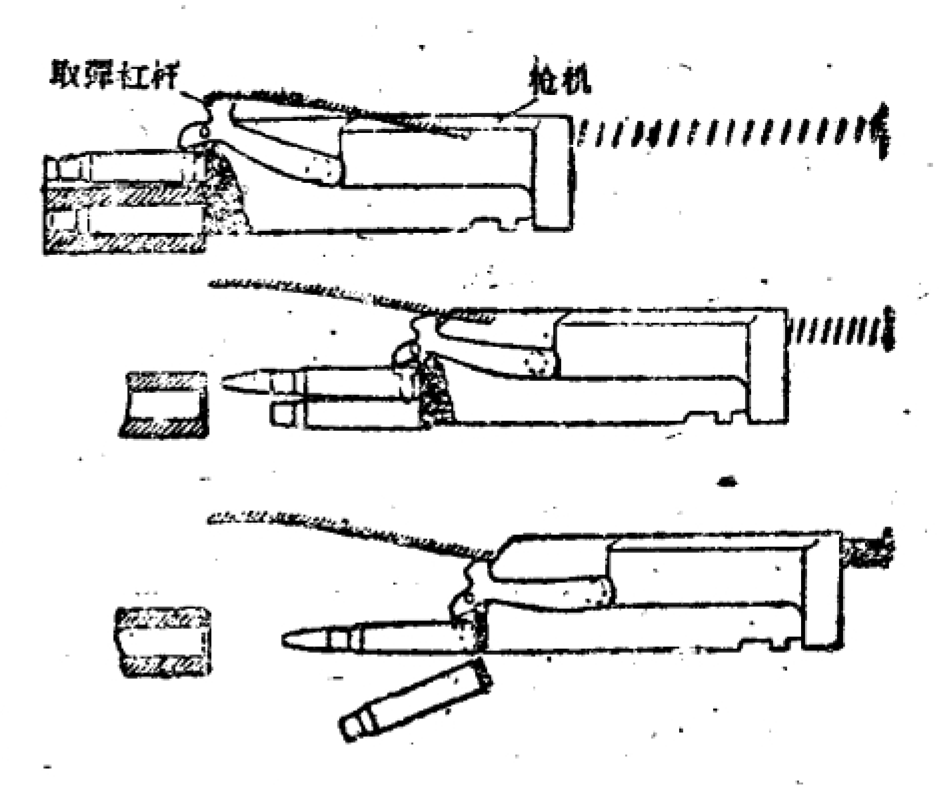


图325　勃朗宁重机枪上的杠杆式輸彈入膛机构略图。

于杠杆上的突起和机匣上的导槽或定向板的相互作用，使杠杆轉动。杠杆前部有一抓彈鈎扣住枪彈底緣，在枪机后座时，将枪彈底緣部分压入枪机前部的垂直槽內。

杠杆式輸彈机构的优点与带有滑动机头的輸彈机构的优点相同，但是它的結构却比較簡单，而且外廓尺寸也較小。1919年式勃朗宁重机枪的輸彈入膛机构就是一个例子。

楔体式輸彈机构的构造和工作略图示于图 326 。在这种机构中，彈壳底緣扣在枪机前端的垂直槽內，通过彈壳底緣与楔体的直接作用，枪彈沿此垂直槽向枪膛軸綫移动。

为了使彈壳底緣卡入枪机前端的垂直槽內，有时候装上一个彈簧卡笋。当枪机复进到前方位置时，此卡笋即抓住彈壳底緣，并使枪彈向枪膛軸綫移动。

这种輸彈入膛机构比前面所研究的几种机构都要簡单一些，并且外廓尺寸也不大。但是，在这种机构中必須另外設置退壳装

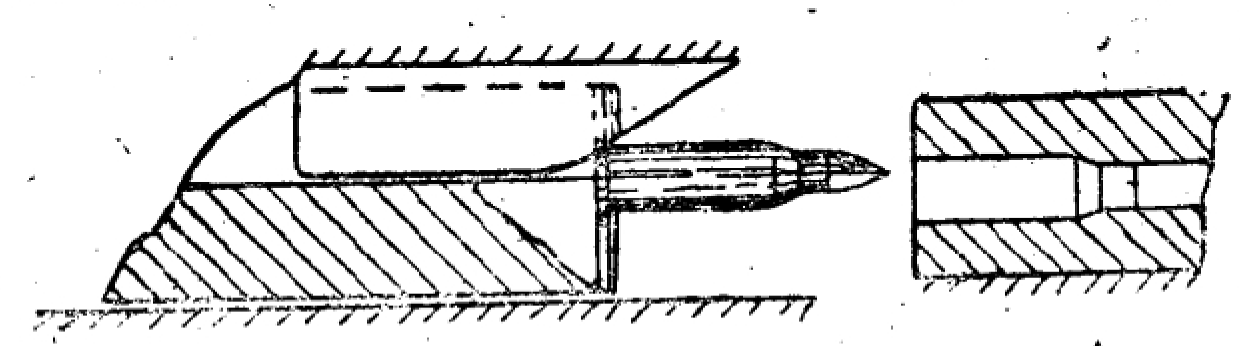


图326　楔体式輸彈入膛机构图。

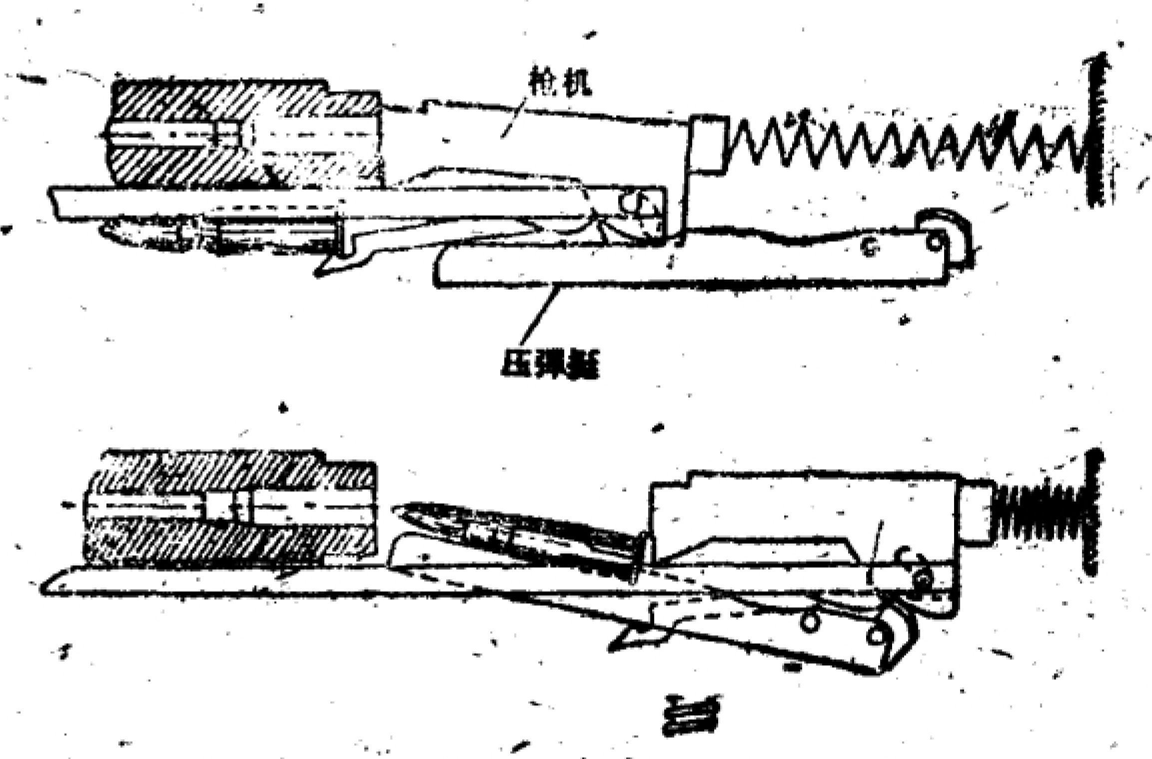


图327 压弹挺式輸弹入膛机构的工作略图。

置，因而使結构复杂化。

压弹挺式輸弹入膛机构的构造和工作略图示于图327。在这种机构中，在枪机上通常有一个带有取彈鈎的特殊零件，用以从彈鏈內抽出枪彈。在这种机构中，利用压弹挺使枪彈接近枪膛軸綫，并将其导向彈膛。压彈挺是一个用軸装置在机枪固定部分上的杠杆，它与自动机活动部分有运动联系。在枪机后退时，压弹挺轉动，将枪弹导向枪膛。推彈入膛是利用枪机进行的。当枪机复进时便将压彈挺压回原位。

这种輸彈机构的特点是結构簡单，但必須有专用的抽壳和退壳装置。所以总起来說，其結构并未比以前所研究的机构簡化。可儿特机枪的輸彈入膛机构便是一例。

蝸旋式輸彈入膛机构的构造和工作略图示于图297。在这种机构中，当枪彈由彈鏈上抽出时，枪彈即沿蝸旋綫向后移动，枪彈的运动靠彈壳底緣在蝸旋槽內导向。輸彈时，枪彈隨轉鼓一起轉动。轉鼓是利用自动机活动部分的动能而轉动的。在此机构中可利用压彈挺使枪彈接近枪膛軸綫，推彈入膛則是利用枪机，如

间直接供弹一样。

这种供弹机构的結构复杂，并需要特殊的装置进行抽壳和抛壳。它主要的优点是枪机往复运动一次时，枪弹仅沿蝸旋綫移动很小一段距离，因此，枪弹由弹鏈内抽出和被送到待推入膛位置的全部运动，要在几次連續发射中完成。这就能减小枪弹的速度和加速度，从而也就减小了惯性力，消除了枪弹产生脱弹現象的可能性，提高了自动机工作的可靠性，因而造成了提高射击频率的可能性。航空速射机枪 ШКАС 的輸弹机构便是一例。

这种机枪的輸弹机构实质上是綜合式的。因为在这种輸弹机构中，枪弹沿蝸旋綫向后移动，而枪弹移向枪膛軸綫的运动则利用压弹杆的作用来完成。

还有这样一种輸弹入膛机构，它是楔体式和压弹挺式輸弹机构的組合。СГ-43 式重机枪的輸弹机构便是一例。它的工作原理图示于图 328。

設計輸弹入膛机构时，应特別注意研究枪弹的运动；以便消除輸弹入膛时发生卡弹的原因。这时，要很仔細地研究枪弹在武器中的整个运动軌迹，从結构上保証枪弹只能沿一定的路綫运动，

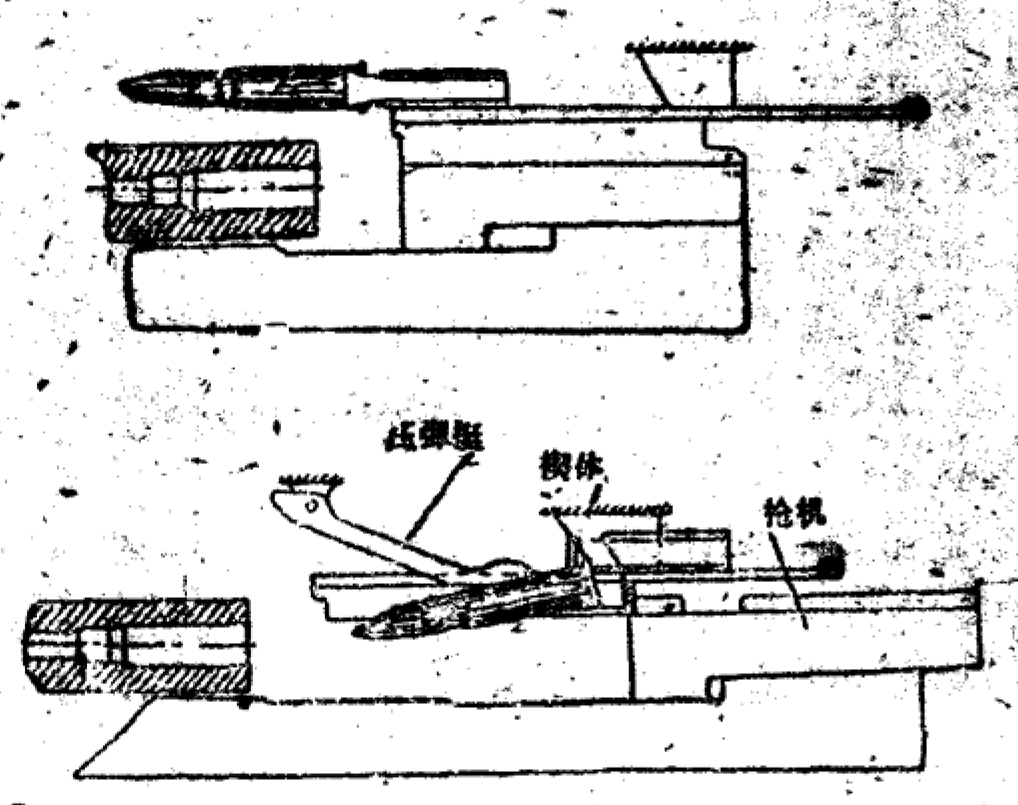


图328 СГ-43式重机枪的輸弹入膛机构的工作略图。

完全消除枪弹脱离規定路綫的可能。为此，需繪出枪弹运动面的纵向和横向剖面图，并在枪弹运动的各个瞬間，繪出枪弹位置的断面图。这些图都要用放大的比例尺繪制，并且应該表示出輸彈机构的詳細工作情况。在对輸彈入膛机构作几何分析的同时，还要按前面所讲的方法，对它进行动力学分析。进行动力学分析时，应該特别仔細地檢查枪弹的最大加速度，并估計其数值（从保証枪弹强度的观点出发），因为当枪弹在輸彈过程中向后作急剧运动时，可能发生脱弹现象（即弹丸从弹壳内脱出）。这往往会引起較长时間的射击停頓。

对于机构的結构应特别注意消除或最大限度地减小作用在枪弹上的弯曲力矩。

对于使用特种弹丸（尤其是使用爆炸弹丸）的枪弹，应該絕对避免弹丸受到撞击。在这种情况下，用弹丸来导引枪弹的运动方向是不好的。

輸彈时容許的枪弹加速度，可用专門实驗来确定。实驗中，用一个模型来表示枪弹以各种不同加速度在武器中运动的情况。必須指出，对于結构不同的輸彈入膛机构，容許的最大枪弹加速度是不同的，因为直接作用在弹丸上的惯性力在很大程度上决定于輸彈机构中各构件的弹性及其质量分布情况。在某些情况下，必須分析輸彈机构中各零件的結构形状，以便获得較好的动力条件，例如，在楔体式輸彈机构中（图 326），楔体工作表面的斜度可以做成变化的，使它与枪机的运动协調起来。

設計輸彈入膛机构时，还要特别注意推弹时扣住枪弹的零件的結构。

在双层供弹时，必須合理地設計从弹鏈内抽取枪弹的零件，使之能可靠而迅速地抓住下一发枪弹的底緣，并且不会对枪弹产生很大的作用力。同时，枪弹应牢实地放在受弹器内，并有可靠的支承，以保証弹壳或弹丸不致产生殘余变形。直接供弹时，所設計的推弹零件应該能够可靠地扣住弹壳底緣，使弹底緣不致从

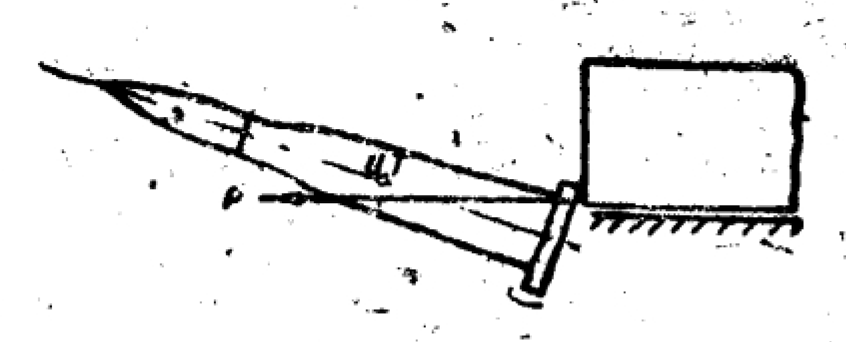


图329 推弹略图。

此零件上滑脱。在这种情况下，为了可靠地推弹，必须很好的安排枪弹的位置，以便在开始推弹时不致产生使枪弹轉动的力矩。从推弹零件作用在枪弹上的力的作用綫应該大致通过枪弹的重心（图 329）。

§7 退壳机构

1 退壳机构的主要类型

退壳过程是在发射后自动机工作周期中的某一段时間內将彈壳从彈膛中抽出，然后将它抛出于武器之外。在自动武器中，这些动作都是自动进行的。

退壳机构通常是在非常不利的条件下工作的。因为机构中主要零件所受到的作用力很大，而又不穩定，并且还受到撞击負荷的作用。

因此，在設計退壳机构时，必須特别注意机构中零件的强度，特别是直接进行抽壳的零件（抓壳鉤）的强度。此外，还必須采取各种措施以保証机构的工作可靠。在这种情况下，保証动作可靠性，具有特别重大的意义。因为要排除退壳机构所引起的故障，常常要耗費很多的时間，这就显著地降低了武器的战斗性能。

退壳机构的构造和动作原理，在很大程度上取决于輸彈入膛机构的构造和动作原理。

在直接供彈（卽用枪机直接推彈入膛）时，抽壳机构的結构

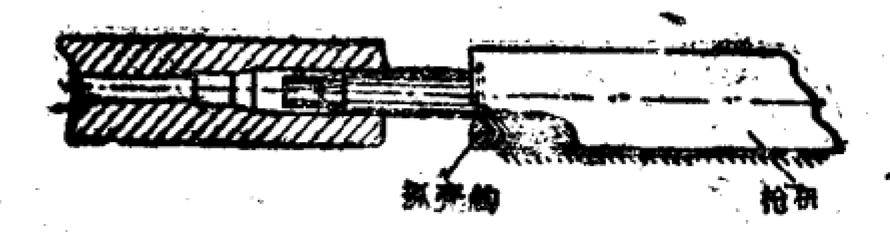


图330 抽壳略图。

可以如图330所示。在这种情况下，机构的基本主动构件是枪机，在枪机上装有抓壳鈎，能在发射后将彈壳从彈膛中抽出。为了使抓壳鈎能抓住彈壳，抓壳鈎上都做有一个鈎爪。抓壳鈎能对枪机作相对运动，以便在推彈入膛以后，当枪机达前方位置时，鈎爪能跳过彈壳底緣。为了保証抓壳鈎的鈎爪能可靠地抓住彈壳底緣，抓壳鈎上应装置一个彈性零件或使抓壳鈎上某一部分富有彈性。

这种抽壳机构在各式自动武器中用的很多。这种机构的工作可靠性，在很大程度上取决于抓壳鈎的构造。采用这种抽壳机构时，枪机的前部通常都做有容納彈壳底部的彈底巢，或者做几个卡住彈壳底緣的凸起部。彈底巢的边緣可以制成一个整圓，或做成一段圓弧，为了更好地卡住彈壳，常把彈底巢的边搪成錐形（图331）。

有时候可将枪机的前端面制成平面，仅用抓壳鈎卡住彈壳。

适用于上述抽壳方式的抛壳机构，通常有两种类型。其区别在于机构中主要零件（退壳挺）对彈壳作用的特点不同。

退壳挺作用于彈壳底的机构屬于第一种类型的抛壳机构。退壳挺作用于彈壳体的机构屬于第二种类型的抛壳机构。

这两种机构的原理图分別如图332和333所示。

第一种类型的抛壳机构在武器中应用最广，因为它所占位置一般的都比較小，构造也比較簡单。

由于第一种抛壳机构具有上述优点，故第二种抛壳机构在武器中就很少应用，但是这种机构可以保証退壳挺具有非常有利的工作条件。

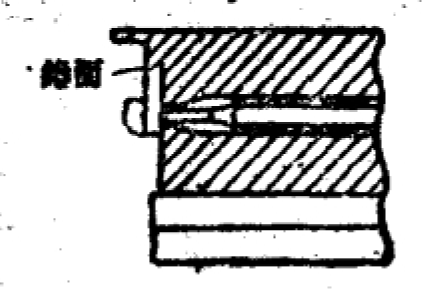


图331 枪机上彈底巢边緣的擋制。

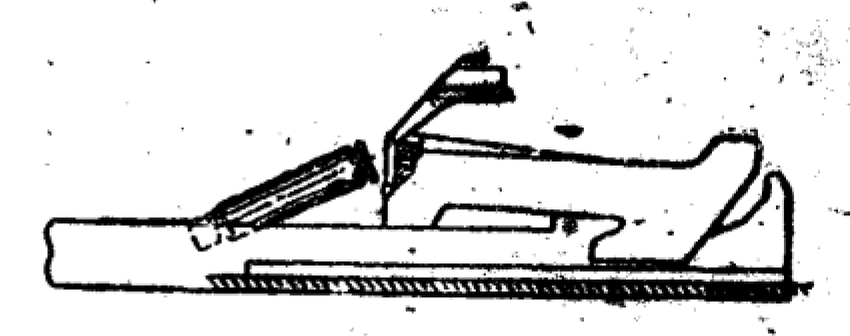


图332 退壳挺对彈壳底部的作用图。

如果不是用枪机推彈入膛，而是利用专門的供彈器或是用手（在非自动武器中）装彈，則拋壳机构的构造将完全是另一回事，其型式与火炮中的退壳机构相同。

在双层供彈时（采用带有滑动机头的輸彈机构、楔体式輸彈机构或杠杆式輸彈机构輸彈入膛时），退壳机构的工作情形将如图324、325和326所示。

在这些机构中，在輸彈入膛时，被机头或枪机上的鈎齿所扣住的彈壳底緣应始終卡在鈎齿內，直到将彈壳拋出武器之时为止。机头或枪机上的这种鈎齿一般都起抓壳鈎的作用。

推彈入膛或退壳时，枪彈在枪机上的固定是利用专門的卡筍（例如1910年式馬克沁机枪机头内的上卡筍和下卡筍）来完成的。

在图324、325和326所示的机构中，抽壳方法都各有其特点。

在带有滑动机头的机构中，退壳动作是这样完成的：从彈膛

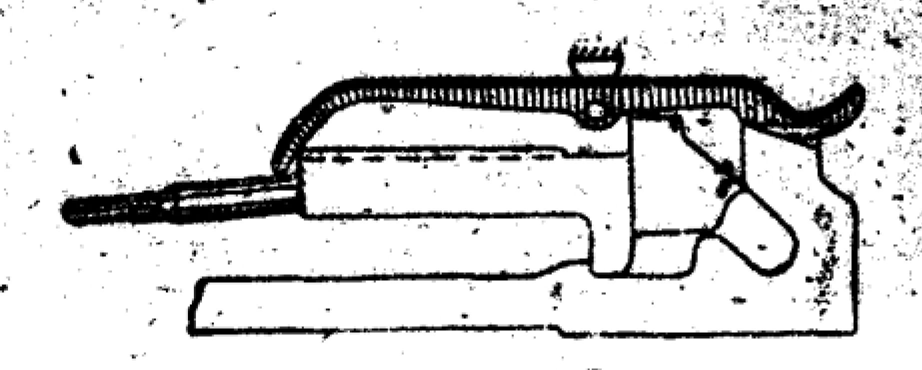


图333 退壳挺对彈壳体的作用图。

中抽出的彈壳，在推送下一发枪彈进入彈膛时被送入专門的退壳管中（馬克沁机枪），或被送到机匣下面（維克斯机枪），待机头上升去抓住次一发枪彈时，彈壳就留在退壳管內（馬克沁机枪）或从武器中排出（維克斯机枪）。在杠杆式輸彈入膛机构中，彈壳底緣通常也扣在枪机的鈎齿內，直到彈壳被抛出武器之外为止。

在这种机构中，是利用杠杆上的专門零件或待送入膛的枪彈的作用，使从彈膛內抽出的彈壳順着枪机上的鈎齿向下移动，直至将彈壳抛出武器之外为止。枪彈对彈壳的这种作用，是在它向枪膛軸綫移动时发生的。这种結构曾采用在勃朗宁重机枪中。

上面这种退壳方法是一种最簡单的退壳方法。但它需要有退出最后一顆彈壳的特殊装置。在勃朗宁重机枪中，把一个輔助杠杆用作这种装置。

如果輸彈入膛是利用楔体式輸彈机构完成的，则也将和前面的情况一样，彈壳底緣在輸彈时通常都扣在枪机上的鈎齿內，直到彈壳从武器中抛出时为止。下一发枪彈在楔体作用下向枪膛軸綫移动时，作用于彈壳，使之排除于武器之外。

在这种情况下，也和杠杆式机构一样，要有专門装置将最后一顆彈壳从武器中排出。

由上面这些机构中可以看到，实质上它們并沒有专門的退壳装置，輸彈入膛机构同时也就是退壳机构。这种組合是有利的，因为它能使整个自动武器的結构簡化。

此外，在上面这些机构中，退壳时的运动都很平滑而沒有撞击，这就更能使机构的工作可靠。这种机构能保証可靠地抓住彈壳底緣，而且枪机上的鈎齿也不容易損坏。但在直接供彈时，用以抽壳的抓壳鈎上的鈎爪常常容易損坏，而沒有足够的寿命。

如果輸彈入膛是利用压彈挺式、蝸旋式或混合式輸彈机构，則退壳机构可能完全不同。

在研究退壳机构时，还必須注意某些武器內用以在抽壳时使彈壳预先移动的机构和装置。在抽壳过紧（即在开始抽彈壳时需

要很大的作用力）时，就需要这种机构和装置。这种机构通常不設专門的零件，而只是利用开鎖机构的零件来完成这种作用。

在采用枪机回轉閉鎖机构时，使彈壳在抽壳之先預先移动的装置最为簡单。在这种情况下，可利用枪机閉鎖突起的螺旋面来使彈壳移动。当枪机回轉以开鎖枪膛时，此螺旋面迫使枪机向后，稍許离开枪管，因而使彈壳得到預先的移动。

2 抓壳鈎

我們討論一下抓壳鈎的基本結构。

上面已經指出，在直接供彈或双层供彈时（直接用枪机輸彈入膛和用压彈挺式輸彈机构、蝸旋輸彈机构或混合式輸彈机构輸彈入膛时），抓壳鈎的結构主要决定于枪机閉鎖机构的构造、工作特点和枪机的构造。

設計新式武器时，在确定了枪机的結构之后，抓壳鈎的結构通常是根据它在枪机中的安装条件来选擇的。因此必須特別注意使抓壳鈎的尺寸不要太大，而且应当便于装在枪机之內。但是抓壳鈎在工作时受到很大的載荷，并且在武器的重新装填系統中，抓壳鈎的作用又很重要，因此，减小抓壳鈎的尺寸应該与保証其强度和保証在抽壳时能可靠地扣住彈壳的要求很好地結合起来。

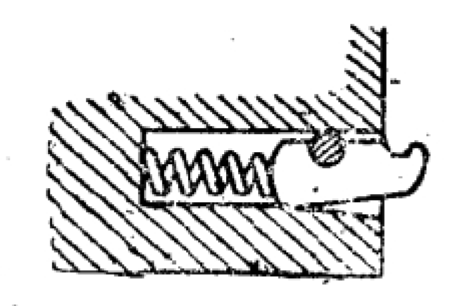


图334 支承在軸上的抓壳鈎。

按照抓壳鈎对枪机的相对运动的特性，可將抓壳鈎分为旋轉运动的和平移运动的两种。

旋轉运动的抓壳鈎，又可依据抽壳时抓壳鈎在枪机上的支承情况而分为两种：用軸支承的（图 334）和用专門平面支承的（图 335）。

支承在軸上的抓壳鈎的結构最簡单，但在抽壳时，軸上承受的載荷很大，要求它有足够的强度。为了提高零件的强度，所以

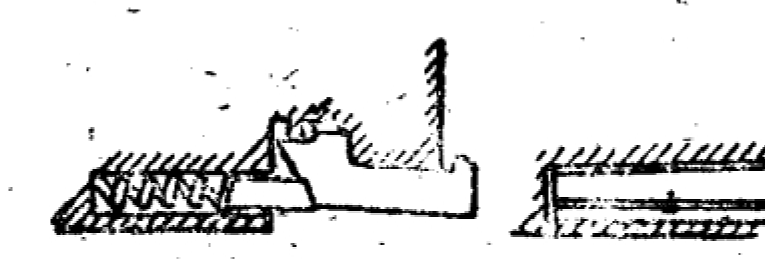


图335 有支承平面的抓壳鉤。

采用支承在专門平面上的旋轉抓壳鉤。抓壳鉤的旋轉軸或其支承面最好是离枪膛軸綫近一些，这样就能保証抓壳鉤在从彈膛中抽出彈壳时能可靠地扣住彈壳。在抓壳鉤上常装置片簧或螺旋彈簧，有时候就把抓壳鉤本身做成有彈性的。

在各种不同情况下，采用何种类型的抓壳鉤比較合理，这决定于枪机的构造特点和經济上的理由。

平移运动的抓壳鉤，根据它对枪机相对运动的特点，可分为直的和傾斜的两种。在前一种情况下，抓壳鉤的运动方向垂直于枪膛軸綫（图336）。在第二种情况下，其运动方向则与枪膛軸綫成某一傾斜角度（图337）。

这两种抓壳鉤的工作原則是相同的。使抓壳鉤的运动方向与枪膛軸綫成某一傾斜角度的目的，是为了抓壳时便于挤开抓壳鉤，而使其跳过彈壳底緣，在抽壳时又能可靠地扣住彈壳。

在这一点上，使抓壳鉤沿斜面移动，与使旋轉运动的抓壳鉤的旋轉軸移近枪膛軸綫的效果是一样的，都是为了能可靠地抓住彈壳底緣，而在抽壳时，又能将彈壳扣牢。

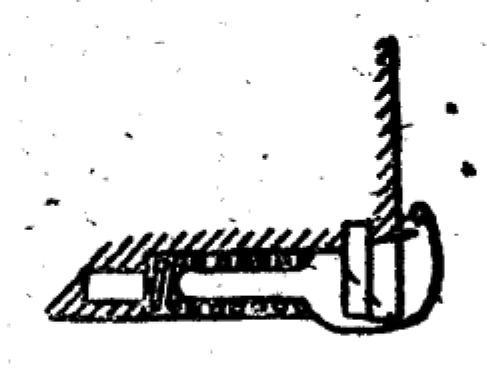


图336 垂直于枪膛軸綫移动的抓壳鉤。

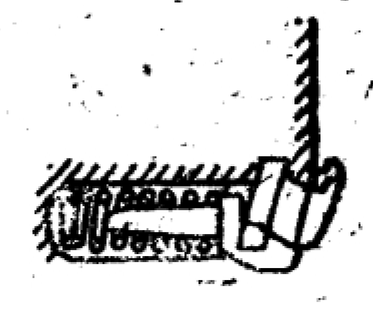


图337 傾斜于枪膛軸綫移动的抓壳鉤。

对于平移运动的抓壳鈎，常采用片簧和螺旋彈簧。

在武器中采用那一种型式的平移运动的抓壳鈎比較合理，也和判断如何选擇旋轉运动的抓壳鈎一样，决定于抓壳鈎在枪机上的安装条件和經济上的理由。

鈎爪是各种抓壳鈎上最重要的組成部分，因为在抽壳时，抓壳鈎是利用鈎爪扣住彈壳的。

抓壳鈎鈎爪的形状和尺寸决定于許多因素，这些因素主要的并不取决于抓壳鈎的結构和型式，而取决于彈壳的結构和从武器中排出彈壳的方法。

抓壳鈎的鈎爪在抽壳和抛壳时，都受到巨大載荷的作用。因此，为了保証鈎爪的强度，其尺寸最好尽可能做大一些。但是增加抓壳鈎鈎爪的厚度通常会受到枪管上抓壳鈎槽的尺寸的限制。当枪机到达前方位置时，抓壳鈎即进入此槽內。抓壳鈎的形状决定于抛壳的条件。为了抽出具有突出底緣而底部又薄的彈壳，有时不可能在枪管上做出足够深的凹槽，以便在枪机到达前方位置时，容納抓壳鈎的鈎爪。在这种情况下，常在枪管上做一个斜面，当枪机到达前方位置时，此斜面将把抓壳鈎挤开，这样，即使不能在枪管上作出大的凹槽，也可以保証增加抓壳鈎的尺寸。

抓壳鈎的寬度应能保証抛壳时彈壳的自由轉动（图338）。

通常抓壳鈎的寬度在机枪、冲鋒枪和步枪中为彈壳底緣直徑的50～60%，在手枪中为彈壳底緣直徑的25～50%。

枪机和机头上用作抓壳鈎的固定鈎齿的尺寸，可以比抓壳鈎

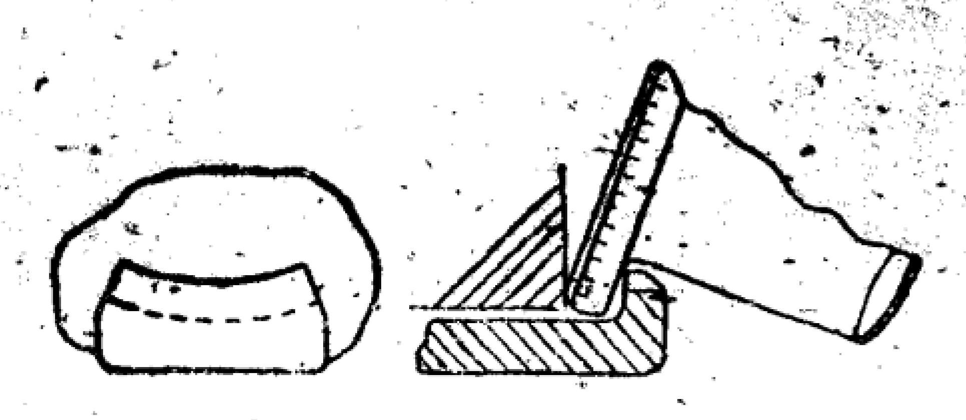


图338 抓壳略图。

爪的尺寸大得多。因为它們仅受到枪管上容納这些鈎齿的切口的尺寸的限制。

3 抽壳力的确定

无論在确定自动机活动部分的运动諸元或計算抓壳鈎的强度时，都必須知道抽壳力。然而，由于影响抽壳力的因素很多（膛內火药气体压力及其变化規律，枪管和彈壳的尺寸及材料，枪管和彈壳的受热程度，彈壳和彈膛工作表面的状况等等），因而从理論上确定抽壳力是非常困难的。由于在理論上計算抽壳力时，很难計算各种因素的影响，所以，必須在計算时采取一系列重要的假設。因而这种計算是非常近似的和概略的。

下面引述B. C. 普罗托巴波夫提出的抽壳力的近似計算法。

假設彈壳为圓柱形，其壁厚不变（图339）。

在膛內还有火药气体压力时，抽壳力的大小将为：

$$\Phi_0 = F - P,$$

式中 F——彈壳和彈膛壁之間的摩擦力；

P——作用于彈壳底上的火药气体压力。

力 F 和 P 可以表示如下：

$$F = f p_1 \pi d l;$$

$$P = \pi \frac{d_1^2}{4} p,$$

式中 f——摩擦系数；

p_1——彈壳和彈膛壁間的压力；

d——彈壳的外徑；

l——彈壳位于彈膛中的长度；

d_1——彈壳底部的內徑；

p——彈壳內的火药气体压力。

将 P 和 F 的表达式代入上式后，得

$$\Phi_0 = \pi \left(f p_1 l d - p \frac{d_1^2}{4} \right)。$$

在此式中，除 p_1 以外，其余各値均为已知的。

为了求出 p_1 的值，取半个彈壳横断面来加以研究（图 340）。

在彈膛內，彈壳的这半个横断面在各种力的作用下应当处于静力平衡状态。

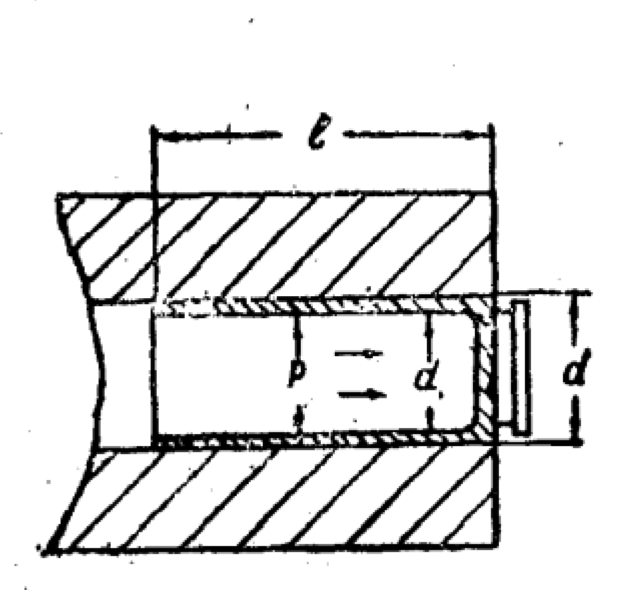


图339　計算抽壳力的略图。

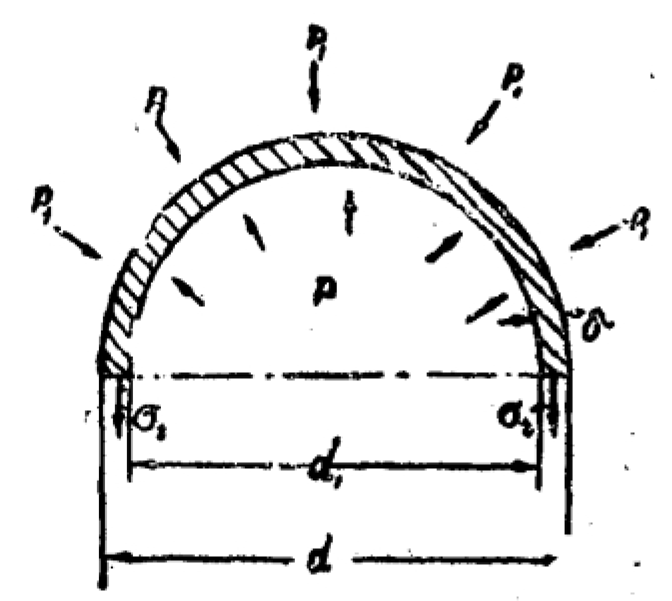


图340　彈壳横断面的半环。

这个平衡条件可以写为下列形式：

$$p_1 d = p d_1 - 2\delta\sigma_t,$$

式中　δ——彈壳的壁厚；

σ_t——彈壳內的切向应力。

由上式可得

$$p_1 = p\frac{d_1}{d} - 2\sigma_t\frac{\delta}{d}\text{。}$$

将 p_1 的值代入 $\Phi_э$ 的公式中，得：

$$\Phi_э = \pi\left[fl\left(pd_1 - 2\sigma_t\delta\right) - p\frac{d_1^2}{4}\right]\text{。}$$

切向应力 σ_t 可以写为：

$$\sigma_t = -E_г\Delta,$$

式中　$E_г$——彈壳材料的彈性系数；

Δ——彈壳与彈膛壁間的相对紧縮量。

考虑到上式的关系，可得

$$\Phi_э = \pi\left[fl\left(pd_1 + 2E_г\Delta\delta\right) - \frac{1}{4}pd_1^2\right]\text{。}$$

在膛內火药气体压力减退以后，可取 $p = 0$。

在这种条件下，

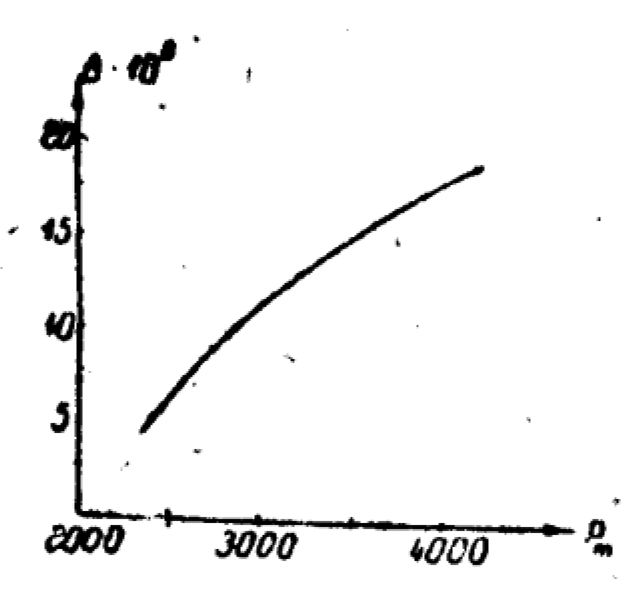


图341　确定Δ的計算图表。

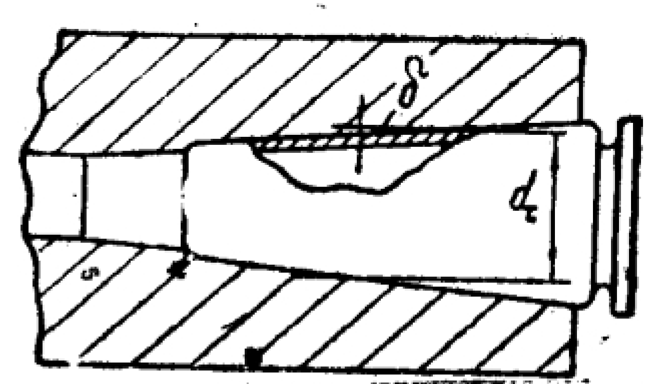


图342　d_c和δ平均值的决定。

$$\Phi_{\theta}=2\pi f E_{\Gamma} l\delta\Delta。$$

除相对紧縮量Δ以外，此公式中其他各值都为已知。

但Δ值主要决定于彈壳的材料和火药气体的最大压力p_m。

图341所示是黃銅彈壳$\Delta=f(p_m)$的关系曲綫。

虽然上面这些都是对圓柱形彈壳讲的，但在某些假設的条件下也可适用于錐形彈壳。对于錐形彈壳，我們只計算彈壳的瓶状部分，并且把它当作一个具有平均直徑和平均壁厚的圓柱形彈壳（图342）来考虑。

在計算相对紧縮量隨抽壳程度而减少的情况时，应当計算瓶状部分的錐度：

$$\Delta_x=\Delta-\frac{2x\operatorname{tg}\alpha}{d_{cp}},$$

或者取$\operatorname{tg}\alpha\approx\alpha$，得

$$\Delta_x=\Delta-\frac{2\alpha}{d_{cp}}x,$$

式中　Δ——最初的相对紧縮量；

Δ_x——彈壳被抽出x长度后的紧縮量；

x——彈壳底緣的位移；

d_{cp}——彈壳瓶状部分的平均外徑；

α——瓶状部分圓錐体母綫对彈壳軸綫的傾斜角。

将 Δ_x 代入 $\Phi_э$ 的公式中以替代 Δ，得

$$\Phi_э=\pi\left\{fl\left[pd_1+2E_r\delta\left(\Delta-\frac{2\alpha}{d_{cp}}x\right)\right]-\frac{1}{4}d_1^2p\right\},$$

当 $p=0$ 时，

$$\Phi_э=2\pi fE_r l\delta\left(\Delta-\frac{2\alpha}{d_{cp}}x\right)。$$

由此可以看出，抽壳力是彈壳底部位移的綫性函数(图343)。

抽壳所需的能量可根据下列公式求得：

$$A_э=\frac{\Phi_{эmax}x_э}{2},$$

式中 $\Phi_{эmax}$——抽壳力的最大值（$x_э=0$ 时）；

$x_э$——在有抽壳力作用的时間内彈壳底部的位移。

令 $x_э=0$，即可由 $\Phi_э$ 的表达式求出 $x_э$ 值。

膛內沒有火药气体压力时

$$x_э=\frac{\Delta d_{cp}}{2\alpha}。$$

例如，当 $\Delta=1.2\cdot10^{-4}$；$d_{cp}=1$ 厘米；

$\alpha=1°$（$\alpha=0.0175$）时，

得 $x_э=0.0034$ 米 $=3.4$ 毫米。

上述抽壳力的近似計算方法，只能用以估計和計算抽壳力对自动机工作的影响。如果需要全面地分析彈壳在发射时的情况，则需利用关于这方面的专門文献。

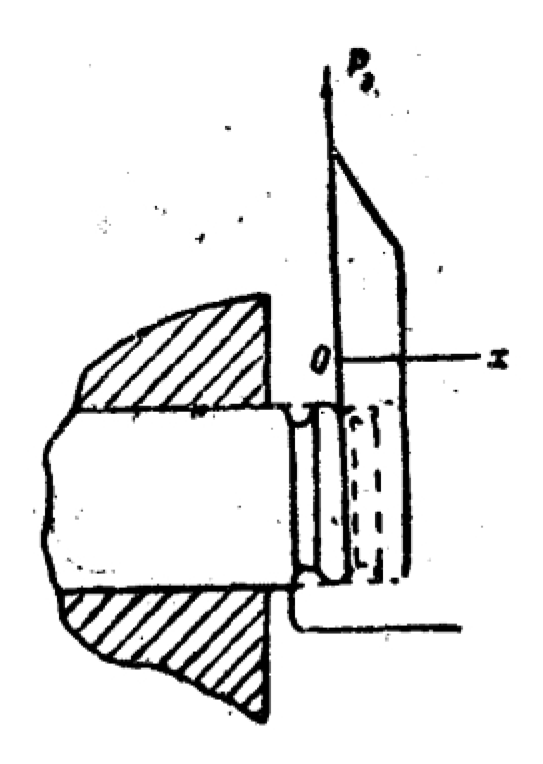


图343 $\Phi_э$ 和 x 的关系。

退壳挺

退壳挺可以作用在彈壳体上或彈壳底上。根据这一点，退壳挺可分为两种类型。

第一种类型退壳挺的主要实例在研究抽壳机构时，已經列举过。在現代武器中，这种退壳挺

并沒有得到广泛应用。

退壳挺的結构形式是最多种多样的。

在現代武器中，广泛采用的是第二种类型的退壳挺。根据其工作特性，又可分为硬性的和彈性的两种。硬性退壳挺在抛壳时与武器固定部分堅固的連接在一起，依靠硬性撞击将彈壳从武器中抛出（图 344、345、346）。

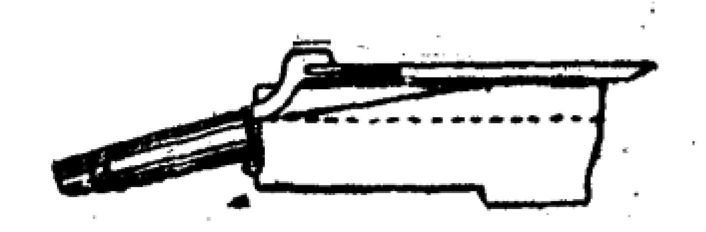


图344 ШПШ的硬性退壳挺。

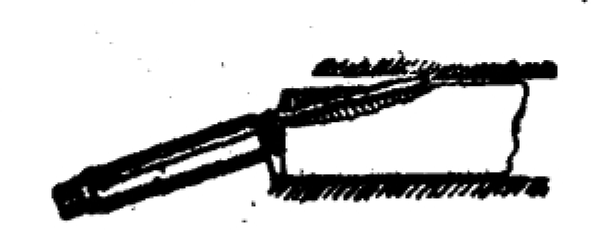


图345 MG-34的硬性退壳挺。

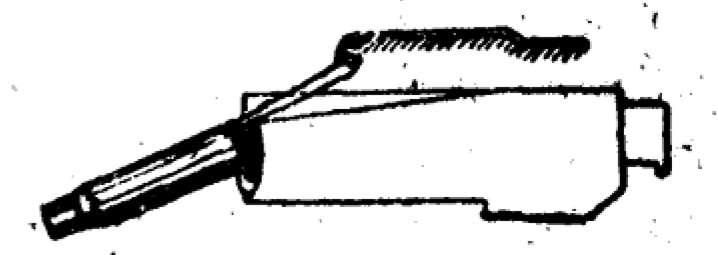


图346 德普式的折叠式硬性退壳挺。

彈性退壳挺在抛壳时通过彈簧与武器固定部分或活动部分相联接，因而彈壳是在彈簧作用下抛出（图 347、348）的，所以沒有撞击。

彈性退壳挺的构造通常要比硬性退壳挺稍許复杂一些，但其强度較大，且工作可靠。

常見的硬性退壳挺有三种：第一种硬性退壳挺是紧紧地裝定在固定部分上的退壳挺。这种退壳挺最簡单，但在采用它时，必須在枪机上挖一通过退壳挺的纵槽。如果枪机的结构不允許挖此深槽的話，可将退壳挺做成折叠式的（图 346）。在这种情况下，退壳挺只有在退壳时才伸近枪机軸綫，平时則被枪机压开。这种退壳挺通常用一根軸固定在武器固定部分上，并装有螺旋彈簧或

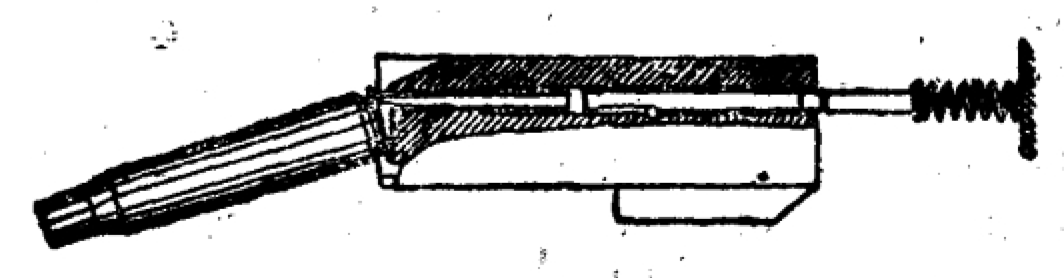


图347 ДШК 的彈性退壳挺。

片状弹簧。有时把退壳挺做成一根装在枪机內的小杆，可在枪机內作一定大小的纵向位移（图 345）。当枪机退到后方位置时，退壳挺碰在机枪的固定部分上，将彈壳抛出。采用哪种硬性退壳挺比較合理，要看枪机和机匣的构造而定，并只能結合具体武器进行評价。

常見的彈性退壳挺有两种，一种的彈簧装定在固定部分上(图347)；另一种的彈簧装定在活动部分上(图348)。其中第一种最好，因为它的构造簡单而結实，机构的工作条件也好。在这种机构中，可以把枪机的緩冲簧用作退壳挺簧。第二种退壳挺的結构一般都比較复杂，因为需要用专門的彈簧，并且在閉鎖枪机时，还要压縮退壳挺簧，这就会减少活动部分在到达前方位置时的动能儲备。这一点限制了这种退壳挺的应用。此外，由于不能安装刚度非常大的彈簧，使用这种退壳挺时，常感到退壳的能量不够。

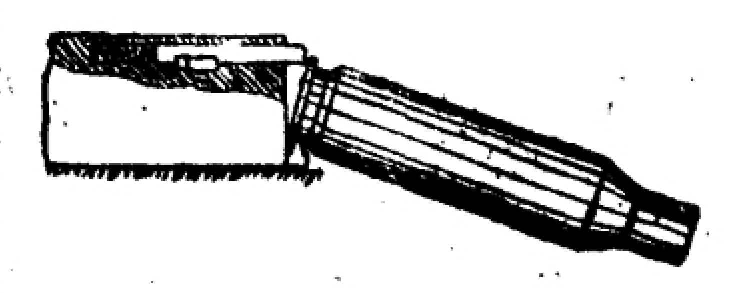


图348 ПТРД的彈性退壳挺。

在設計退壳机构时，应該校核退壳机构对彈壳和自动机活动部分的作用。

彈壳在退壳时的运动通常都很复杂。彈壳的这种运动应該有足够的能量，以便及时将彈壳从武器中抛出。彈壳的运动应該完全一定，以便把彈壳导至机匣的退壳窗，并使它在继續运动时不致妨碍射击，也不致使退出的彈壳落到自动机的活动部分上和射手的身上。

研究退壳时彈壳的运动和确定退壳对自动机工作的影响时，可以利用第四章所叙述自动武器各机构构件撞击的計算方法。因为在任何武器中退壳通常都是在很短的时間內进行，因此可以将机构的工作作为撞击来研究。

§8 击发机构

1 击发机构的主要类型

击发发射机构的用途，是当射手扣压板机时，它打燃位于弹膛內的枪彈的底火。

設計击发机构时，必須特別注意使武器在各种使用条件下都能可靠地打燃枪彈的底火。所謂可靠地打燃枪彈底火，就是应該沒有不发火和打穿底火帽的情况。

击发机构的工作常与击針尖对底火的撞击有联系。击針尖的尺寸，經常受到底火尺寸和枪机上击針孔尺寸的限制。

因此在設計击发机构时，还必須特別注意保証击針尖的强度。

減少击发机构的工作时間和保証这一时間的稳定性，对于单发武器（特別是对于航空同步武器）具有很大的意义，在設計时必須注意这点。

击发机构的主要元件是击針（或击錘）、击針簧（或击錘簧）、和击針尖。击針簧（击錘簧）給击針（或击錘）以击发底火所必需的动能，击針尖直接撞击底火。

击发机构可以利用专門的击針簧来工作，也可以靠复进簧来工作，这样的复进簧称为复进—击針簧。

在利用击針簧进行工作的击发机构中，击針簧应該这样选擇：一方面要能保証可靠地打燃底火，另一方面不允許打穿底火帽。因此，在利用击針簧进行工作时，击針尖露出于枪机前平面的突出量要显然比打燃底火所需的做得大一些，但又要沒有打穿底火帽的危險。

利用击針簧进行工作的击发机构，根据傳递能量的零件的运动特点，可以分为击針式和击錘式两种。

在击針式击发机构中（图 349，350），这个零件作往复直綫

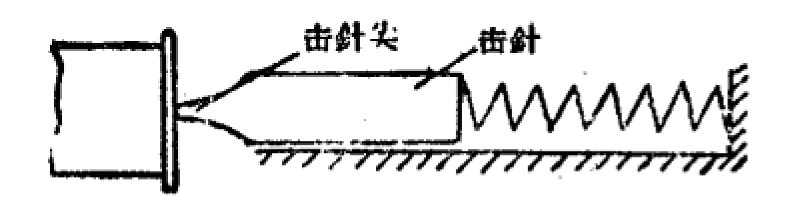


图349　击发机构图(击針尖与击針做成一体)。

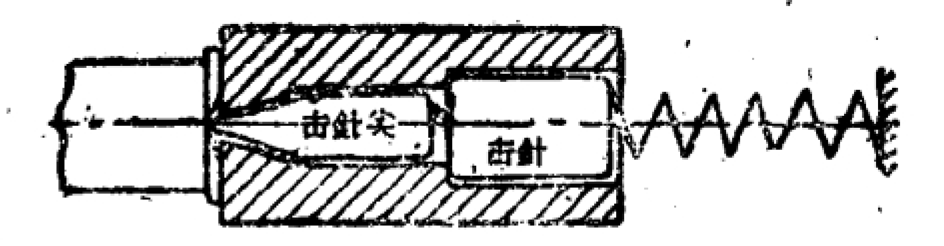


图350　击发机构图(击針尖与击針分开)。

运动。在击錘式击发机构中(图351，352)，这个零件繞固定軸回轉。

根据这种区分，这个零件在击針式击发机构中就叫击針，在击錘式击发机构中叫做击錘。

击錘和击針在其整个运动时間内，可以与击針尖結为一体(图349、351)，也可以与它分开(图350、352)。在后一种情况下，击錘或击針的动能都是經过对击針尖的撞击傳給底火的，这通常要求賦予击針和击錘以較大的动能，因为一部分能量将消耗在撞击上。

采用那一种击发机构比較合理，主要决定于其他各个机构的結构和其总的配合情形，也决定于对武器的一些特殊要求。

例如，在手枪中采用击錘式击发机构，在不发火或开始射击时，都易于使击发机构待机，同时还可明显地显示击发机构是否已成待发状态，这对于保証使用武器时的安全性是很重要的。

采用击針尖分离的击針式击发机构，如果击針的行程很长，会因为击針的附加运动时間而使自动武器的射击頻率大为降低。

利用复进击針簧进行工作的击发机构（例如在德普式輕机枪中，图353)，与利用专門的击針簧进行工作的击发机构根本不

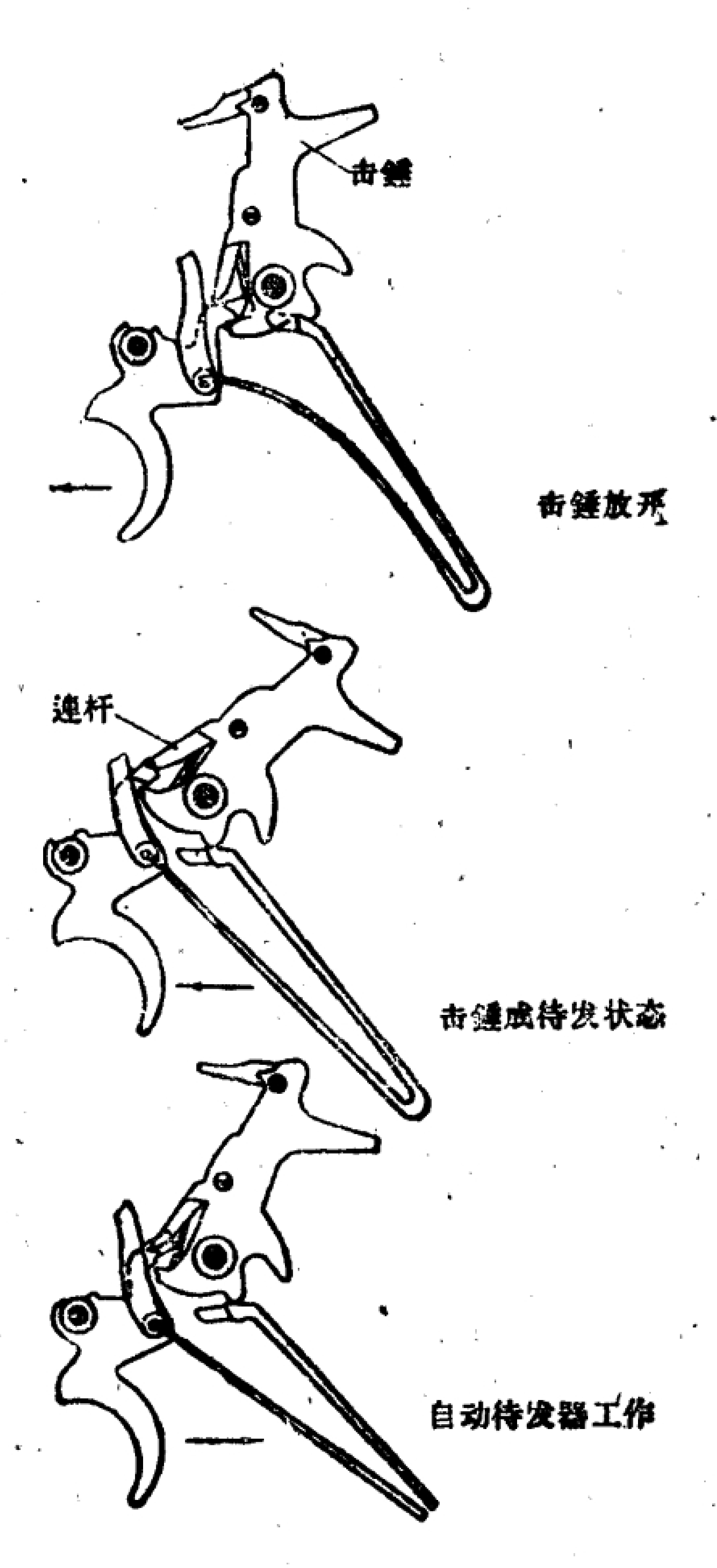


图351 納干式轉輪枪的击发机构。

击锤

板机压杆

击锤簧

击锤放开

击锤成待发状态

扣板机放开击锤

图352　TT式手枪的击发机构。

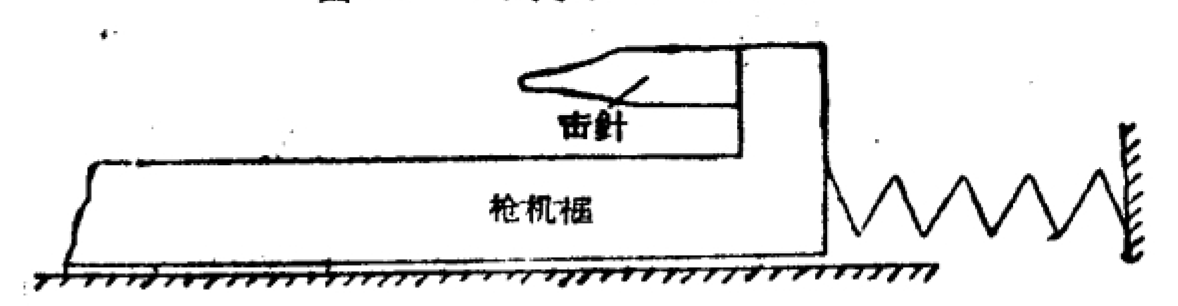


图353　德普式机枪的击发机构。

同。在利用复进簧进行工作的击发机构中，起击針或击錘作用的是枪机或枪机框。

把枪机用作击針的击发机构只用于自由枪机式或半自由枪机式自动武器中。在这种机构中，击針尖与枪机連接在一起（例如1941年式ППШ冲鋒枪）。这种机构的結构最簡单，但它們也有若干重大的缺点：枪机在任何位置上击針尖都可以撞击底火，供彈和退壳的条件，因受突出的击針尖的妨碍而变坏。

利用击針簧进行工作的击发机构，按照击針待机的方法不同又可分为几种型式：在枪机复进时待机的机构，在枪机后座时待机的机构或混合式机构。

1910年式馬克沁机枪的击发机构，是在枪机后座时使击針成待机的击发机构，MG-17式机枪的击发机构则是在枪机复进时使击針待机的击发机构。作用最可靠的是第一种类型的击发机构，因此它在武器中应用很广。这种机构的动作所以可靠，是由于击針乃是利用枪机的后座运动进行待机，而枪机儲备的动能在后座时最大。

在非自动武器中，有时采用混合式击发机构。例如1891/30年式步枪，击針的待机是在枪机开鎖时（即轉动枪机体时）和枪机体最后推到最前方位置时分两次进行。混合式待机的击針有时也用在自动武器中。

在击錘式击发机构中，击錘的待机通常都在枪机后座时进行。在这种情况下，除了上面所指出的好处以外，还能保証击錘待机的过程最簡单。

在某些击錘式击发机构中，在自动机工作时或扣压板机时都可以使击錘待机。采用这种构造的目的，是为了保証第一次发射所消耗的时間最少。

上面所研究的各种击发机构的动作原理，都是利用击发机构中某一零件（击針尖）对枪彈底火的撞击作用。在航空同步机枪中，常見的发火装置則是用电流灼热金屬絲来击发底火。

这种类型的装置可保証机构工作的时間极短。这对于通过飞机螺旋桨間隙的空中射击是必要的。例如，德国MG-131式航空机枪中所采用的就是这种装置。

2 击发机构的計算

計算击发机构时，必須特别注意保証击发底火的可靠性，和零件（特别是击針尖）的强度。可靠地击发底火主要决定于击針尖和与其相联的零件在撞击底火瞬間所具有的速度和动能的大小，还决定于击針尖露出于枪机前平面的突出量。

为了保証可靠地击发底火，击針尖与其相联的零件在撞击底火瞬間所应具有的动能值，决定于底火的质量。

对于用苏联所生产的，以雷汞为底火剂的枪彈，这种动能的数値为：

手枪枪彈　　$E_6 = 0.04$ 公斤·米。

步枪枪彈　　$E_6 = 0.1$ 公斤·米。

对于在实际中常見的各种击針尖的形状和速度而言，这样大的动能都能保証可靠地击发底火。

然而实驗証明，隨着击針尖和与其相联的零件撞击底火的速度的增大，保証可靠地击发底火所需的动能就将减少。

击針尖和与其相联的零件在保証100%地击发底火所需的动能E，与击針尖撞击底火的速度V_6之間的关系，可用下列公式表示：

$$E = \frac{A}{V_6^n},$$

式中，A和n对于具体的底火为常数。

例如，对于苏式步枪枪彈的底火，$A = 0.09$公斤·米，$n = 1/3$。因此，保証100%击发步枪枪彈的底火所需的动能为：

$$E = \frac{0.09}{\sqrt[3]{V_6}}。$$

在利用击針簧进行工作的击发机构中，为了可靠地击发底火，

击針尖露出于枪机前平面的突出量不应小于由实驗所确定的数值范圍。例如，对于步枪枪彈的底火，此突出量約为1.5毫米。

在利用复进簧进行工作的击发机构中，击針尖露出于枪机前平面的突出量应該在一定的范圍之內，其下限要保証不致产生不发火的现象，而其上限則要保証不致打穿底火。对于步枪枪彈的底火，这个范圍是从1毫米到1.8毫米。

但应該注意，上面所指出的击針尖突出量的范圍仅仅是一个概略数值。因为最适当的击針尖突出量决定于每一种具体型式的武器和彈壳（彈壳是用肩部定位还是用底緣定位），决定于击发机构的类型和击針尖的形状，决定于閉鎖构件的型成和尺寸、以及彈壳底平面和枪机前平面間間隙的大小等等。

上面已經指出，对于击发机构的第二个主要要求是保証其零件的强度，特别是保証击針尖的强度。

击針尖的强度要从尺寸、形状和选擇适当的材料等方面来保証。为了增加击針尖的强度，其直徑最好尽可能做大一些，但击針尖直徑的大小常受枪机上击針孔的尺寸的限制。对于每一种枪彈，击針孔的尺寸都不能超过一定的范圍，因为击針孔的尺寸太大时，在膛內火药气体压力作用下，可能将底火帽压塌。

为了保証击針尖的强度，一般都应使它的外形沒有銳角，以减少应力集中，提高击針尖的强度；同时还須采取一些消除击針尖产生弯曲变形的专門措施。

然而，卽使全部利用了这些提高强度的方法。在现代自动武器中，击針尖的寿命一般的仍然比其他零件的寿命为低。因此，击針尖必須有备分品，并且要保証不需采用复杂的工具就能迅速地更換击針尖。

在設計利用击針簧进行工作的击发机构时，击針簧的尺寸应該根据撞击底火的零件在保証可靠地击发底火时所需的动能来进行計算。

在击針式击发机构中，当击針与击針尖結合为一体时（图

349)，击針簧在击針走过它的工作行程 λ 时所作的功 A，等于击針在可靠地打燃底火时所需的动能，即

$$E_y = A = \frac{\Pi_0 + \Pi_\lambda}{2}\lambda,$$

式中 Π_0 和 Π_λ 为击針簧的預压內力（Π_0）和击針簧在击針的工作行程 λ 末的最大压縮內力（Π_λ）。

給出 Π_0 和 Π_λ 的比例（例如 $\frac{\Pi_\lambda}{\Pi_0} = 2$），并已知 E_y 值（利用上面推荐的数值）时，就可根据上式求出 Π_0 和 Π_λ。有了 Π_0 和 Π_λ，就可根据一般的公式算出彈簧的尺寸。

假如有根据认为，在击針运动时有很大的摩擦力，取 $E_y < A$ 或 $E_y = A\varphi(\varphi > 1)$，就可以把这些摩擦力考虑进去。在击針式击发机构中，如果击針尖不与击針体連为一体，击針体通对撞击将必需的动能傳給击針尖（图 350），則应采用对心正撞的計算公式

$$V'_B = V_B + \frac{(V_A - V_B)(1+b)}{1 + \frac{m_B}{m_A}},$$

式中　V_A 和 m_A——撞击零件在撞击前的速度和它的质量；

V'_B——被撞击零件在撞击后的速度；

V_B 和 m_B——被撞击零件在撞击前的速度和它的质量；

b——恢复系数。

对于击发机构而言：

$$V_A = V_y;\ m_A = m_y;\ V'_B = V'_6;\ V_B = 0;\ m_B = m_6,$$

式中　V_y——击針体在撞击击針尖以前的速度；

m_y 和 m_6——击針体的质量和击針尖的质量；

V'_6——击針尖在撞击后的速度。

应用新的符号，当 $V_B = 0$ 时，得

$$V'_6 = V_y \frac{1+b}{1 + \frac{m_6}{m_y}}。$$

利用这个公式可以求出击針体在撞击击針尖以前的速度

$$V_y = V'_6 \frac{1 + \frac{m_6}{m_y}}{1+b}.$$

和此时击针体的动能

$$E_y=\frac{m_y V_y^2}{2}=\frac{m_б V_б^2}{2}\cdot\frac{\left(1+\frac{m_б}{m_y}\right)^2}{(1+b)^2\frac{m_б}{m_y}}。$$

上式可改写成如下形式

$$E_y=E_б\frac{(1+a)^2}{(1+b)^2 a},$$

式中

$$E_б=\frac{m_б V_б^2}{2};\quad a=\frac{m_б}{m_y}。$$

根据这个公式，可以求出击針体在撞击击針尖之前所必需具备的动能 E_y。这个动能值是保証可靠地击发底火所必需的。令此动能値等于击針簧的功，便可求出击針簧的尺寸。

只有在击針体的运动在它撞击击針尖以后立即受到限制，撞击底火的只是击針尖一个零件的情况下（图350），才能采用上面这个公式。

如果在撞击击針尖以后，击針体継續向前运动，則在底火变形的时間內，击針体可能对击針尖作多次連續撞击。在这种情况下，应在上式內取恢复系数 $b=0$。

此时，E_y 的計算式将取下列形式：

$$E_y=E_{бy}\frac{m_б+m_y}{m_y},$$

式中

$$E_{бy}=\frac{V_б^2(m_б+m_y)}{2}。$$

在設計击錘式击发机构时，也可以根据上列公式进行計算。在这种情况下，只須以击錘的替換质量代替击針的质量即可。击錘的替换质量为：

$$m'_к=\frac{I_{к0}}{r^2},$$

式中 $I_{к0}$——击錘对于其回轉軸的轉动慣量；

r——撞击綫离击錘回轉軸的距离（图354）。

在利用撞击傳給击針尖以能量的击发机构中，在决定击針体或击錘的尺寸时，应該估計到在 $m_б=m_y$ 或 $m_б=m'_к$ 时，所需的击針簧或击錘簧的功最小。在 $\frac{E_б}{E_y}$ 的比值为最大值时，卽可求得这两个等式。在設計击发机构时，不必一定要得到 $m_б=m_y$ 和 $m_б=m'_к$ 的关系，因为在这两个等式不成立时，击針簧所必需的功增加得非常少。

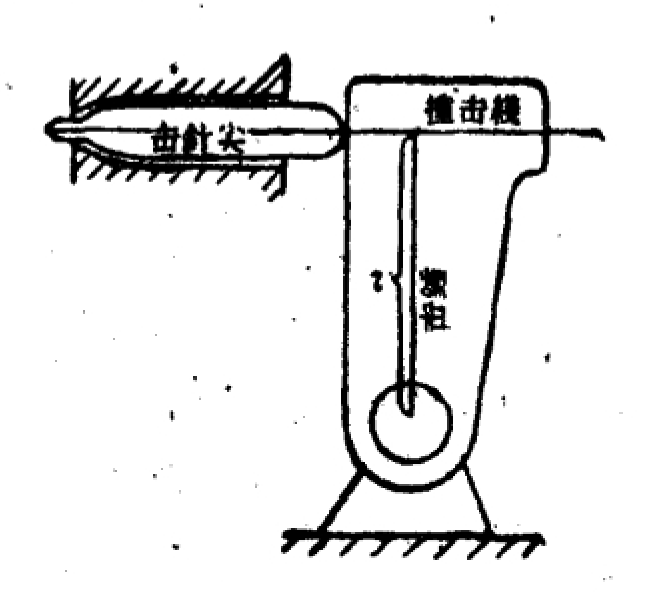



图354 击錘式击发机构的工作图。

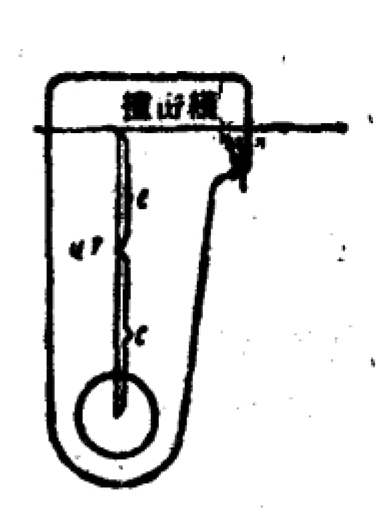


图355 击錘。

在确定击錘軸的位置时，应該考虑到，在

$$ce=\rho^2$$

时，撞击的反作用将不傳到击錘軸上，这将为击錘軸的工作創造最有利的条件，甚至在尺寸很小时，也能保証其强度。

上式中的 ρ 为击錘对于其重心的回轉半徑，c 和 e 为击錘的尺寸，如图 355 所示。

下面我們将研究一个用以击发步枪枪彈底火的击錘式击发机构的实例。

已知

$$m_б=0.0012\frac{公斤\cdot秒^2}{米},$$

$$m'_к=\frac{I_{кр}}{r^2}=0.003\frac{公斤\cdot秒^2}{米}。$$

为了保証可靠地击发底火，取 $E_б=0.1$ 公斤·米，并认为击錘在底火帽变形的全部时間内都作用在击針尖上，于是

$$E_{\kappa}=E_{6}\frac{m_{6}+m'_{\kappa}}{m'_{\kappa}}=0.1\frac{0.0042}{0.003}=0.14\text{公斤}\cdot\text{米}。$$

应該根据击錘所必需的这个动能去計算击錘簧。

現在要求出击針尖所必須的最小动能。击錘质量替換点的速度（撞击点的速度）为

$$V_{\kappa}=\sqrt{\frac{2E_{\kappa}}{m'_{\kappa}}}=9.7\text{米/秒}。$$

击針尖在撞击后的速度为：

$$V_{6}=V'_{\kappa}\frac{m'_{\kappa}}{m_{6}+m'_{\kappa}}=9.7\frac{0.003}{0.0042}=6.9\text{米/秒}。$$

保証百分之百击发底火所必需的动能为

$$E_{6}=\frac{0.09}{\sqrt[3]{6.9}}\approx0.05\text{公斤}\cdot\text{米}。$$

所取动能值 E_6 为必需的最小动能值的两倍，这就保証了击发机构作用的可靠性。

在某些情况下設計击发机构时，为了决定击針尖的尺寸，必須校核底火帽在火药气体压力作用下的强度。如果击針尖向后（向击錘或击針体方向）的运动不受枪机元件的限制，底火帽在膛内火药气体压力作用下可能被压入枪机上的击针尖孔内（图356）。这时，火药气体可能透过枪机上的这个孔而作用在击針或击錘上，并給它們以动能，这个动能足以破坏击发机构和枪机上的某些元件。产生这种現象的可能性，可由簡单校核底火帽的剪切强度来查明。

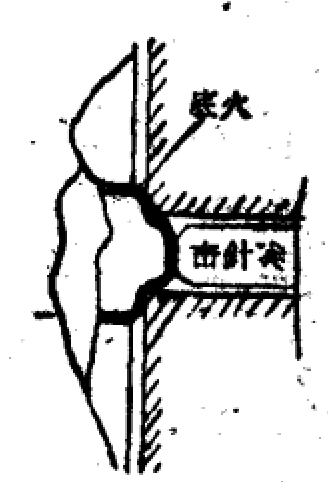


图356　底火帽在发射时的变形图。

很明显，为了保証底火帽的强度，下列不等式必須成立

$$\frac{\pi d^{2}}{4}p<\pi d\delta\sigma_{cp}\text{ 或 }d<\frac{4\delta\sigma_{cp}}{p},$$

式中　d——枪机上击針尖孔的直徑；

δ——底火帽的厚度；

σ_{cp}——許用剪切应力；

p——膛内火药气体压力。

例如，当 $\sigma_{cp}=35\frac{公斤}{毫米^2}$，$\delta=0.7$毫米，和 $p=45\frac{公斤}{毫米^2}$时，得 $d<2.2$毫米。

§9 发射机构

設計发射机构时，应特別注意使击錘或击針在发射前可靠地扣在待发位置上，但一当射手扣引扳机，又能迅速放开击錘或击針。

发射机构中用以把击錘或击針扣在待发位置上的零件叫阻鉄头。待发时阻鉄头扣住击錘或击針上的击发突笋。阻鉄头和击发突笋在机构工作时常常受到撞击載荷的作用，特別是当击发机构是利用复进簧进行工作的时候，这一撞击載荷特別巨大。因此，在設計发射机构时，必須采取措施以保証阻鉄头和击发突笋的强度。

在設計各种武器的发射机构时，必須考虑到武器的使用特点。例如，对于輕武器通常要校核射手解脫击錘或击針所必需的最大允許力。对于輕武器而言，这个力一般的为 2~3 公斤。在某些步枪的发射机构內，有时做有預告器，当扣压扳机时，它能預告射手将要发射的时机。手枪的发射机构有时采用自动待发器，在这种机构中，扣引扳机就能使击錘或击針直接成待发状态。

发射机构应根据其构造原理，首先应根据它們用在那一种武器中（自动武器还是非自动武器）进行分类。

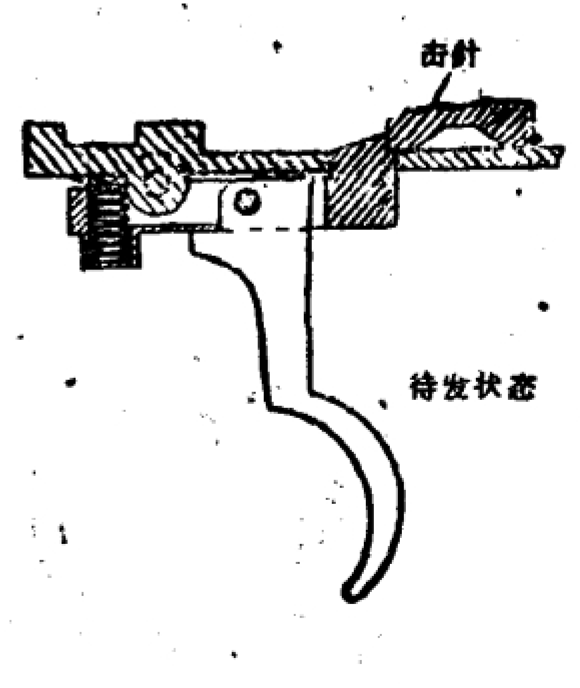
用在非自动武器中的发射机构的构造最为簡单，它主要决定于击发机构的构造和武器各机构的总配置。

图 357 所示是毛瑟步枪的发射机构（击发机构为击針式），图 351所示为1895 年式納干左輪枪的发射机构（击发机构为击錘式）。

图 357 上的发射机构的特点是有預告器，到时它能預告射

手：只要継續輕輕扣压扳机，击針就会脫离阻鉄头而进行发射。

毛瑟步枪的預告器的动作，与其他許多武器內的預告器一样是以下列原理为基础的：扳机最初是繞（a）点旋轉，而后在快解脫击針之前就繞另一点（б）旋轉，以此来改变发射杠杆的力臂，增大射手扣压扳机时需要克服的力。这一力的改变就是預告射手：再继續稍微扣压扳机，击針就将被解脫而产生发射。經驗告訴我們，这种裝置并不复杂，却有助于提高射击精度，对于狙击武器和运动用武器特别有利。如果扳机的上臂較短（沒有加长部），扳机就只能繞（a）点轉动，这种发射机构就成为普通的非預告式的发射机构。



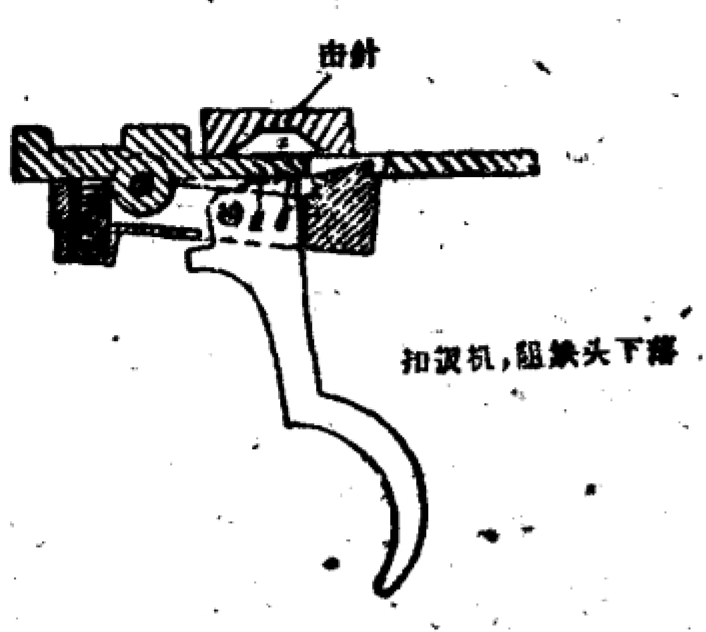


图357 毛瑟步枪的发射机构。

图351是納干左輪枪的发射机构，其特点是有自动待发装置，扣引扳机就能使击錘待机。为了解决自动待发的問題，在击錘的前部用軸装上一个連杆，这个零件的下端因受片状弹簧的作用而經常向前方伸出。当击錘处在平时位置时，射手一扣压扳机，扳机的上臂就頂此連杆而使击錘轉动，压縮击錘簧，直至击錘轉到一定位置，連杆才从扳机的臂上滑脫，放开击錘以进行击发。这种装置并不排除用手使击錘待机的可能性，不过自动待发器在必要时可以保証迅速开火，而不需用手扳动击錘使之待机。这对于自卫武器来說有着很大的意

义。

自动武器中的发射机构，根据火力种类的不同可分为两种基本类型：单发发射机构和連发发射机构。这两种发射机构的构造及动作原理决定于击发机构的构造和动作原理。

如果击发机构是利用复进簧进行工作的，則連发发射机构的构造和作用原理将最为簡单，并且与非自动武器中所用的发射机构（击針式）沒有区別。德普式机枪的发射机构就是一个例子（图358）。

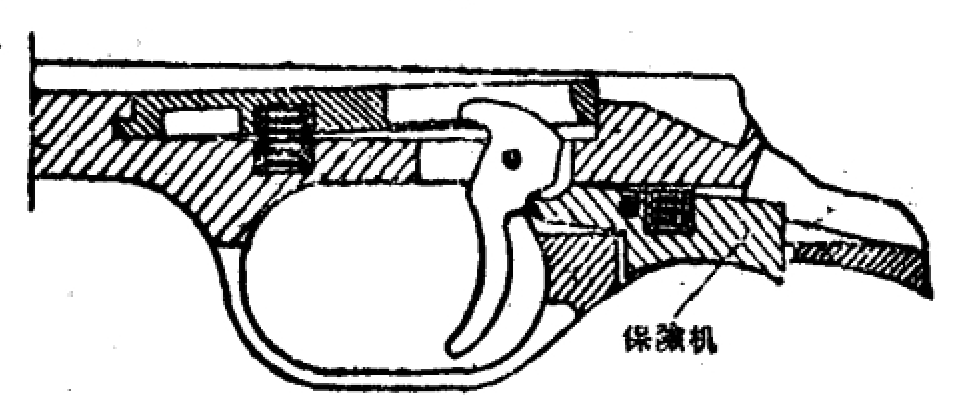


图358　德普式机枪的发射机构。

如果击发机构是利用击針簧进行工作，則連发发射机构与上述发射机构之間的主要区别在于：在这种机构中装有所謂自动发射机的专門装置。連續射击时，这种装置能在武器重新装填之后自动解脫击針或击錘。

图 359 是 1910 年式馬克沁机枪的击針式击发发射机构。在这个机构中起自动发射机作用的是所謂上阻鉄（或称保險机）。射击时，下阻鉄的尾端被发射拉杆拉着向后轉动，击針即从撥机上放开，而挂在上阻鉄上；閉鎖时，閉鎖机构中連杆的連接管压住上阻鉄，到重新装填和閉鎖完毕时，卽自动放开击針使之击发。

上面討論的自动发射机的工作方案，与許多其他的方案一样，自动发射机的工作，常与閉鎖机构的工作有联系。这样做的目的是为了保証击針或击錘只有在完全閉鎖以后才能击发，并由此消除在枪机沒有閉鎖时卽进行发射的可能性。

必須注意，自动发射机并不一定要制成一个独立装置，也不

一定經常要設置专門的零件。

在很多自动武器中，主要是在步枪和冲鋒枪中，常采用单发发射机构。根据击发机构类型的不同，这种发射机构的构造和作用原理也有根本上的不同，而其共同特点則在于：机构中通常設有所謂离合器（或快慢机）的装置。

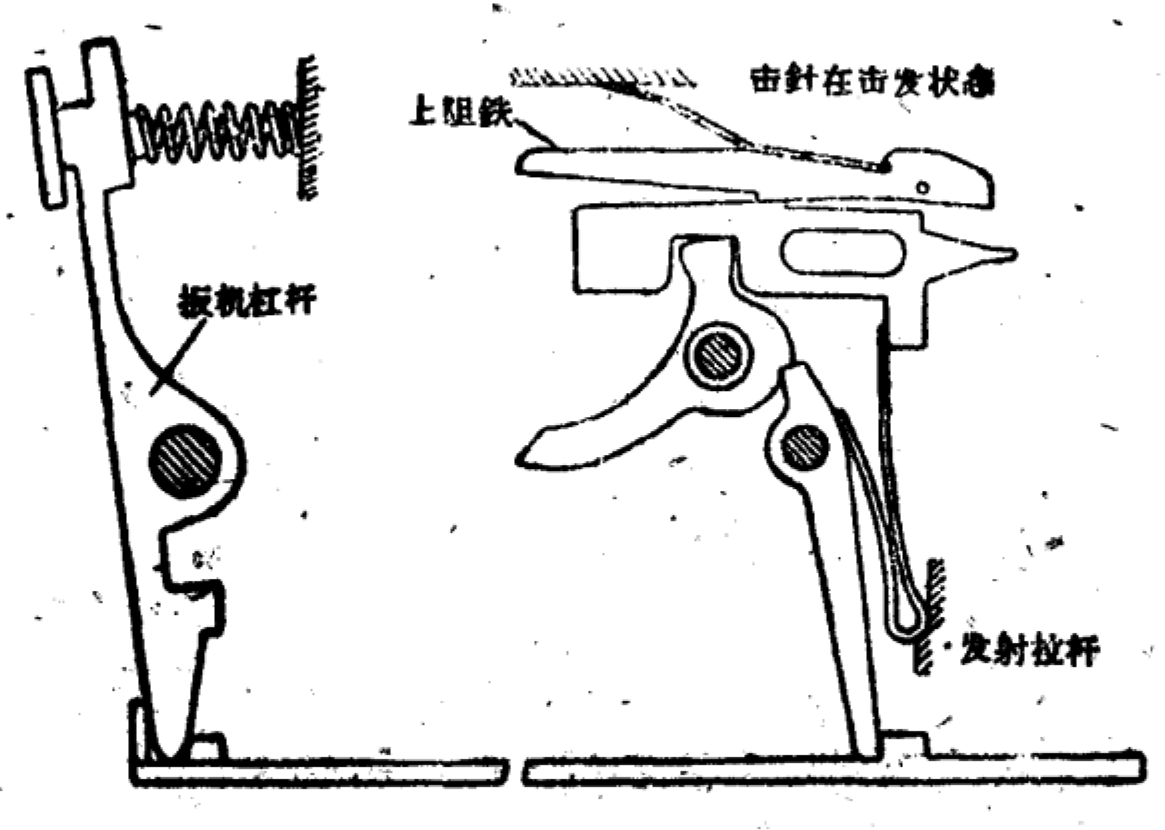


图359 馬克沁机枪的发射机构。

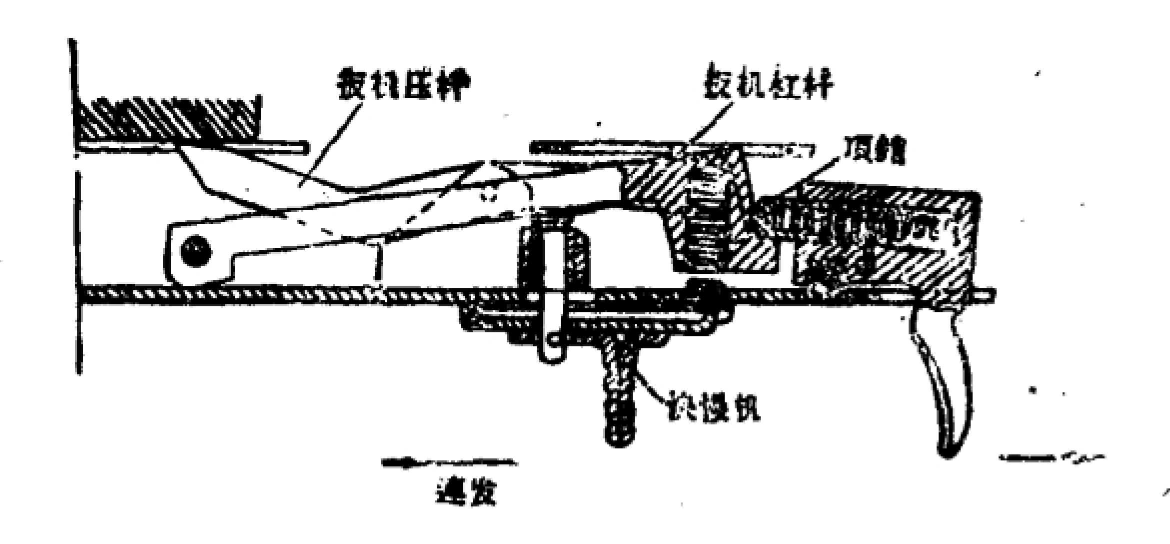
这一装置使阻鉄头在每次发射后自动与发射机构的其他元件分离，并保証将击針或击錘挂在击发阻鉄上。

单发发射机构与連发发射机构不同的地方，往往仅在于是否有离合器。有时可用两个阻鉄头来代替离合器。

按照动作原理的不同，离合器可分为强制分离式和断脫分离式两种。

应用最广的是强制分离式离合器。

图360是1941年式冲鋒枪（ППШ）的发射机构。为了使扳机与阻鉄头分离，在此发射机构内有一个叫做离合器（单发固定挺）的专用双臂杠杆。枪机复进时压下离合器的前臂，其后臂卽向上抬起，迫使扳机頂銷縮入頂銷巢中，遂使扳机与阻鉄分离。



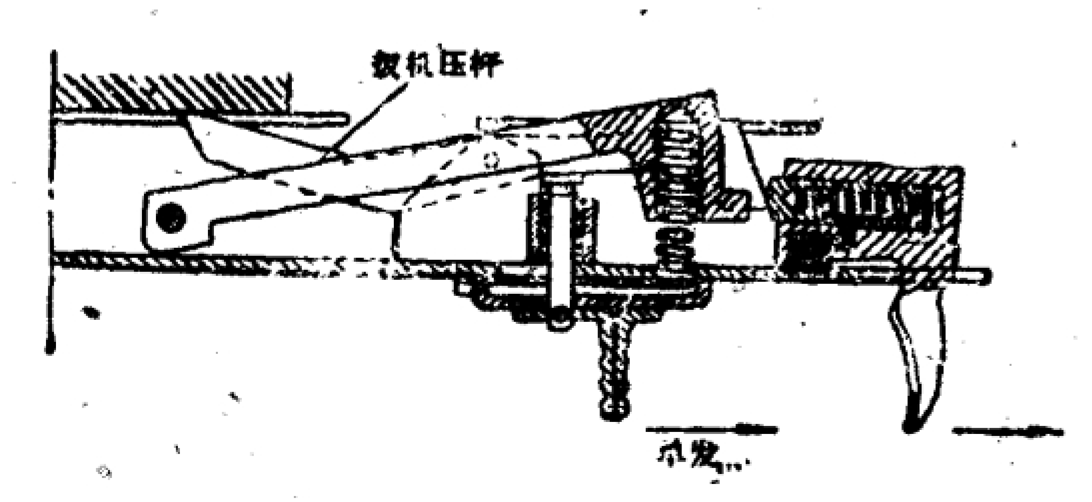


图360 ППШ 式冲鋒枪的发射机构。

这种机构是强制分离式的，它在自动机活动部分的作用下产生强制分离作用。

图 361 是ZH-29 式步枪的发射机构，在此机构中，阻鉄头与扳机不产生分离现象，而是击錘在每次发射以后都被阻鉄头挂住而成待发状态。由图可以看到，击錘有两个击发阻鉄突笋。在扣引扳机之前，击錘被前阻鉄头挂住，扣引扳机时，发射机构中的摇杆轉动，击錘即从前阻鉄头上解脱。枪机向后运动时压下击錘，使之挂在后阻鉄头上而成待发状态。直到射手放开扳机后，摇杆在彈簧作用下向相反方向轉动，击錘即脱离后阻鉄头而重新被前阻鉄头挂住。这时击錘好像是从后阻鉄头上放开后就被前阻鉄头所截住似的。

在很多冲鋒枪和輕机枪中采用混合式发射机构，它可以进

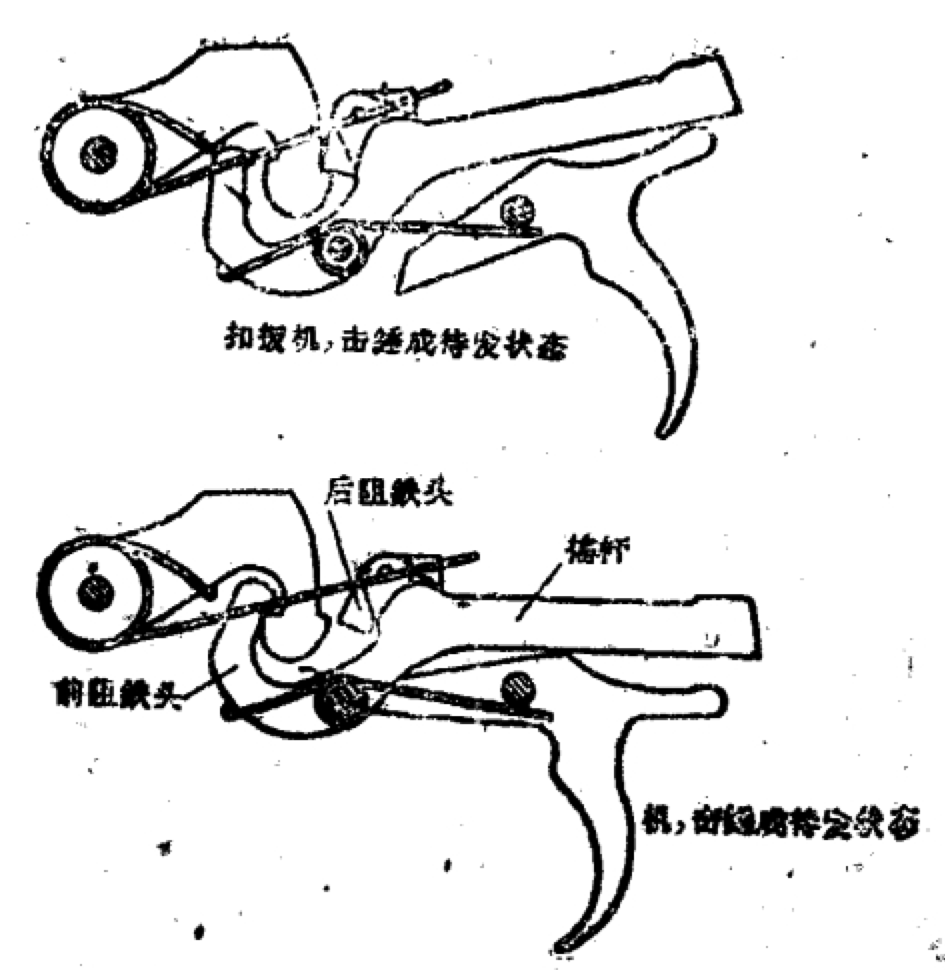


图361　ZH-29式步枪的发射机构。

行单发射击，也可以进行連发射击。这种发射机构通常带有快慢机。

快慢机的作用在于改变发射机构中零件的相对位置，以保証不同种类的射击火力（单发射击和連发射击）的实現。

前面所讲的1941年式冲鋒枪（ППШ）的发射机构（图360）就是一个带有快慢机的混合式发射机构。在那个发射机构中，靠前后移动离合器座来改变火力的种类。把离合器座向后移动时，发射机构保証单发，向前移动时就成連发。为了使离合器座便于移动和定位，采用了叫做快慢机的专門装置。

在某些自动武器中（主要是手枪），常采用带有自动待发器的发射机构。扣引扳机时就可以使击針或击針尖待机。

图362中的圣-艾登式手枪的发射机构就属于这种类型。

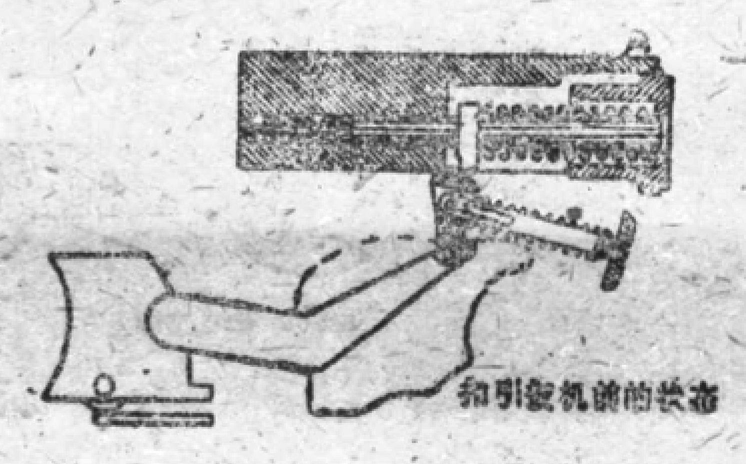
图362所示发射机构的特点是：它仅作自动待发器进行工作。这个发射机构的构造簡单，但使击針或击錘成待发和击发时所需的扣机力較大，致使射击精度降低。

根据发射器类型的不同，发射机构可以分为扳机式、按扭式和杠杆式三种。

扳机式发射机构（即有扳机的发射机构）广泛应用于各式手提武器中（見前示各图），杠杆式和按扭式发射机构主要应用在重机枪上。

发射机构在停止射击时常常要发生撞击。

如果击发机构是利用复进簧的能量进行工作的，則在停止射击时，阻鉄头常受自动机活动部分的撞击（枪机框或枪机的撞击），撞击时活动部分具有很大的动能。



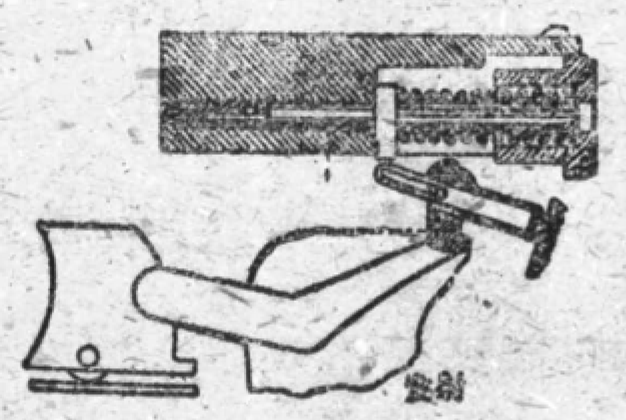


图362 圣-艾登式手枪的发射机构。



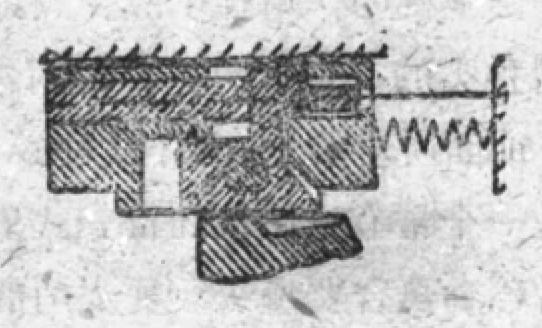


图363 ШКАС 机枪上的阻鉄緩冲器。

在具有这种撞击时，为了保証发射机构的工作可靠性，有时采用提高阻鉄头强度的专門措施。

提高阻鉄头强度最簡便的方法是适当选择阻鉄头的尺寸（特别是支撑表面的尺寸）。为了增大旋轉的阻鉄的支撑表面，可以把阻鉄支承在专門的支撑面上，而不把它支承在一个軸上。例如德普式机枪的阻鉄（图 358）就是这样設計的。

在某些速射自动武器內，用緩冲器来保証阻鉄头的强度。例如用在 ШКАС 速射自动武器內的阻鉄緩冲器（图 363）。

在許多德国的速射机枪中，为了提高阻鉄头的强度，都采用专門装置来保証阻鉄头在挂机时总能上升完全。不管在什么时候放开扳机，这种机构都能保証阻鉄头在自动机活动部分运动到一定位置时才开始上升。

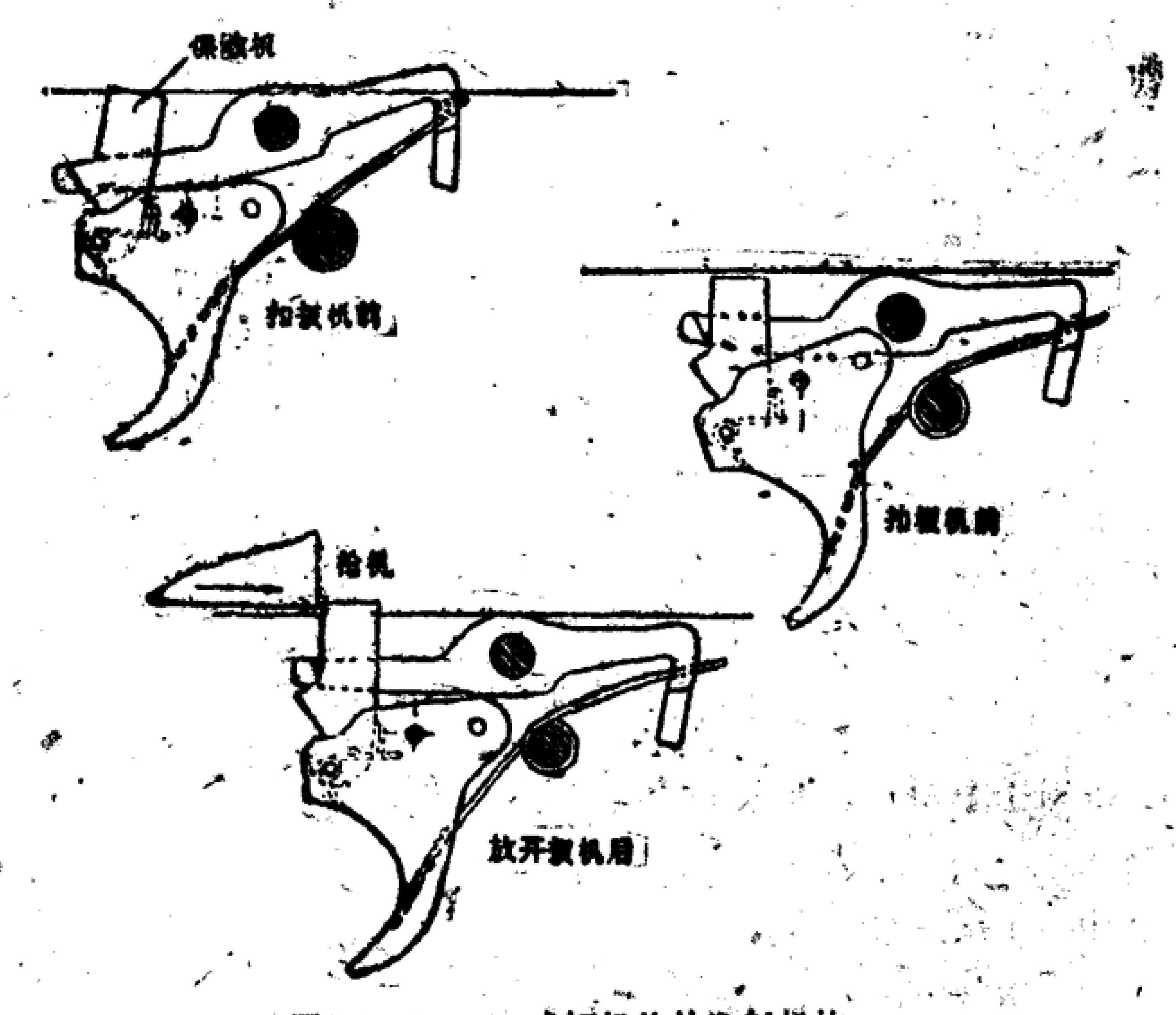


图364　*MG*–42 式輕机枪的发射机构。

图 364 所示 *MG*–42 式輕机枪的发射机构，可以作为这种装置的 个例子。在这个机构中，当扣压扳机时，阻鉄头后臂下降，放开枪机上的击发阻鉄突笋，其前臂則稍微上升，使前臂上的小凸起跳到保險机凸起的上面。保險机用一个小軸装定在扳机的前部。在放开扳机后，阻鉄头仍继續被保險机卡住，只有在枪机向后运动中撥开保險机以后，才能使阻鉄解脫。只有当活动部分能保

証阻鉄头在解脱以后可以自由上升时，这种装置才有实际意义。

設計发射机构时，除了校核强度以外，通常还要决定使击針、击錘或自动机活动部分从阻鉄头上解脱时所需的扣机力（作用在扳机或发射按揺上的力）。这个力一般可按照下列公式进行計算：

$$F_c = F_m \frac{k}{\eta},$$

式中 F_m——作用在阻鉄头上并垂直于其半徑的力（图365）；

k——F_m 的着力点对 F_c 的着力点的傳速比；

η——机构的效率。

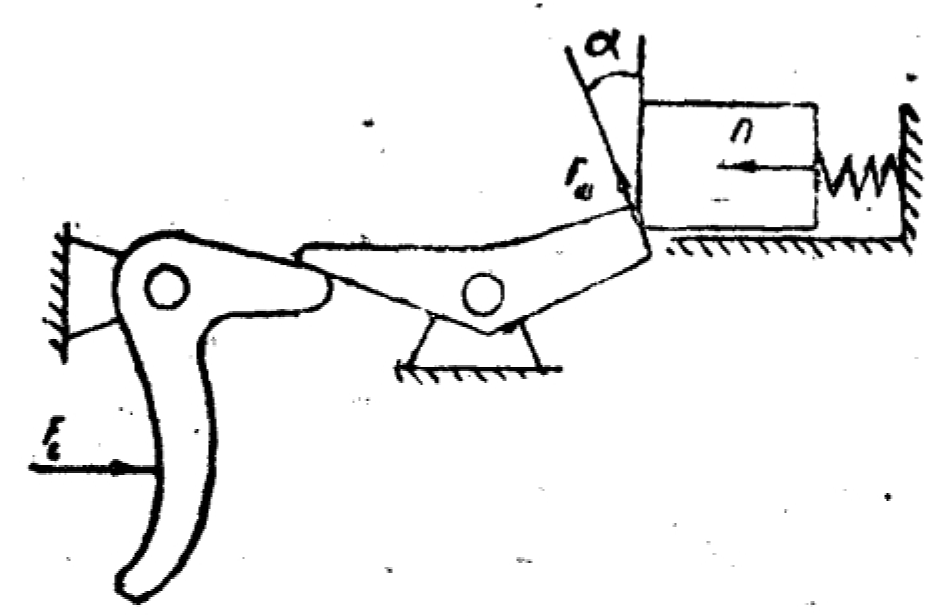


图365 发射机构。

对于图 365 上的发射机构

$$F_m = fП \frac{1}{\cos \alpha},$$

式中 f——摩擦系数；

$П$——作用在枪机上的复进簧力；

α——击发突笋的傾斜角。

§10 保險机构和装置

保險机构和保險装置，可根据其作用分为三个主要組。

保証自动机工作安全的保險机构屬于第一組，保証武器使用安全的保險机构和装置屬于第二組，防止武器零件弄髒和損伤的装置屬于第三組。

保証自动机工作安全的保险机构，要能保証武器在枪机沒有閉鎖时不致发射，因为在枪机沒有閉鎖时进行发射，除了損坏武器的零件和使武器失去作用以外，对射手也有很大的危险。因此，在設計这种机构时，应特别注意保証它們的作用可靠。

这种机构，甚至在工作中由于零件的損坏和其他原因致使保险机构失去作用时，也要保証武器在枪机沒有閉鎖时不致发射。在这种情况下，保险机构的装置应能保証使射击停止。

保証枪机沒閉鎖时不能发射的保险机构的动作原理是多种多样的。它主要决定于击发射机构的构造和型式。保险作用經常和保証自动机工作的其他机能結合在同一个机构中。

如果击发机构是利用击針簧进行工作，則在枪机沒有閉鎖时防止发射的保险作用，将由自动发射机来保証。自动发射机的工作与閉鎖机构的工作有联系，这在上面已經指出过了。

如果击发机构是利用复进簧工作的，則在枪机沒有閉鎖时防止发射的保险作用，可以用击发机构的工作与閉鎖机构的工作直接联系起来的方法予以保証。

例如，德普式机枪的击針尖只是在閉鎖卡鉄完全張开以后才能伸出枪机的前平面，即在完全閉鎖以后才有可能击发。

某些自动武器有双重的保险作用，以保証武器在枪机沒有閉鎖时，不致产生发射。

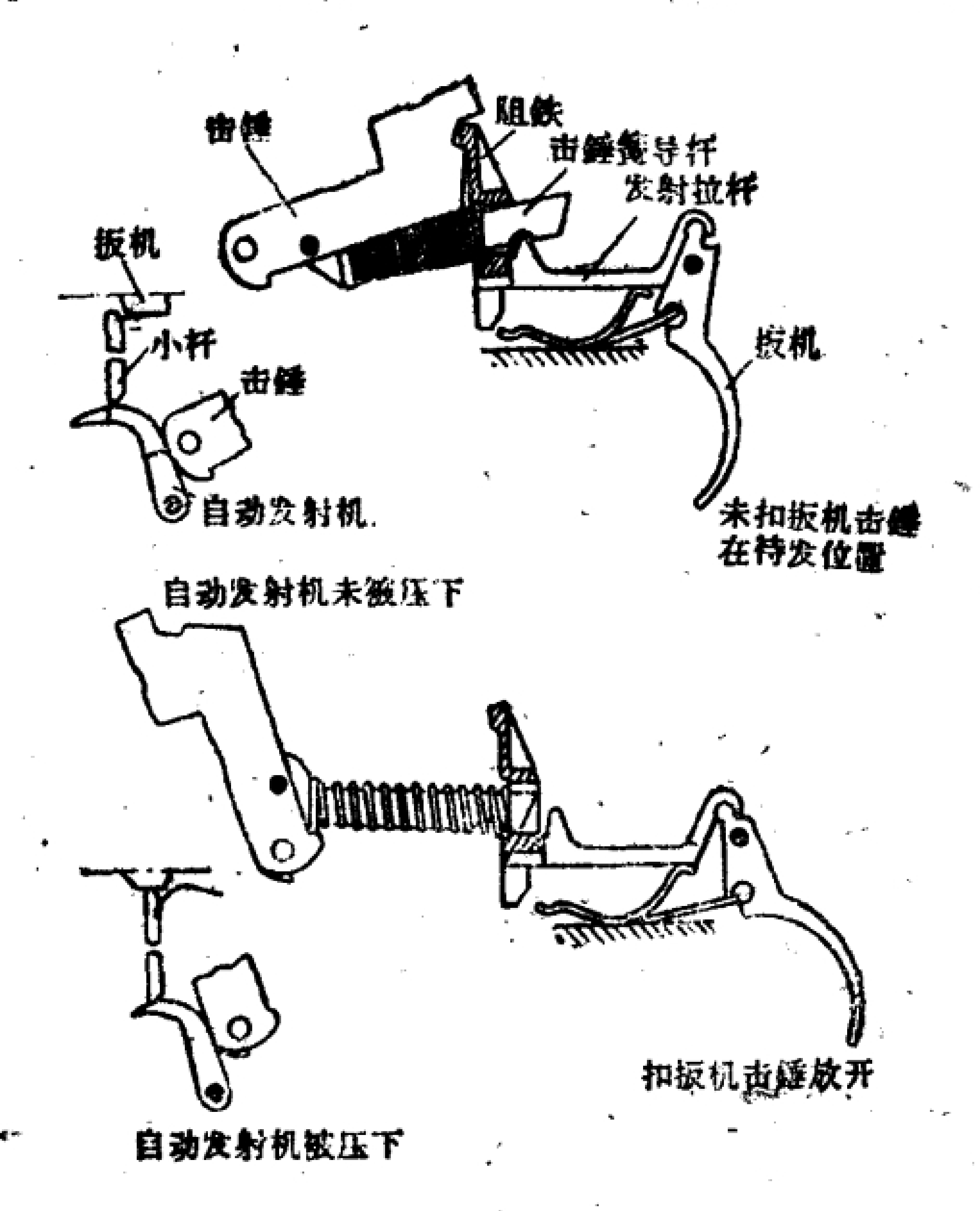
例如在 1940 年式托加烈夫半自动步枪 CBT 中（图366），这种保险作用，一方面靠自动发射机的工作与枪机閉鎖机构的工作之間的相互联系来实現，同时又靠击发机构的工作与枪机閉鎖机构的工作之間的相互联系来实現。

其中第一种相互联系使机体只有在枪机閉鎖位置上才能把自动发射机中的分离杆压下去，第二种相互联系則使击錘只有当枪机閉鎖时才能撞击击針尖。

保証武器使用安全的保险机构和装置的作用是使击发发射机构处于不能工作的位置。这种保险机构应保証作用可靠，关閉和

打开保险迅速，确定保险位置迅速和方便。

保险机构之所以必须动作可靠，是因为无論在战斗情况或者在教练情况下，操作时武器偶发，都可能引起使用者的伤亡。要求能迅速地打开和关闭保险机，是为了加速武器的射击准备工作，



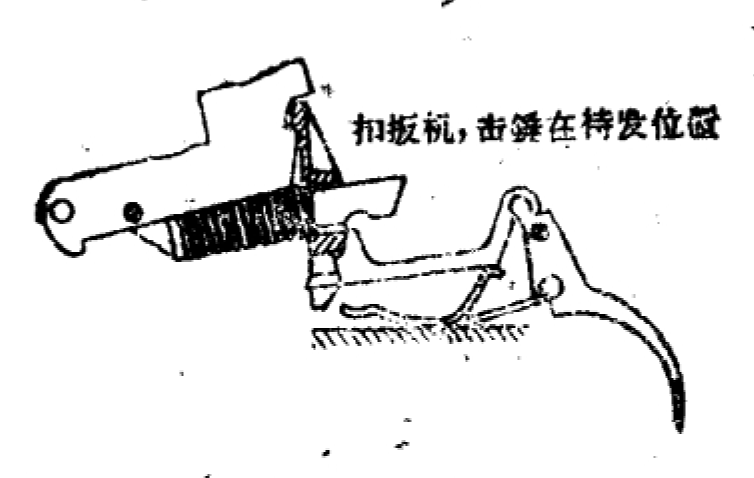


图366　CBT-40式步枪的发射机构。

这是武器的重要战斗性能之一。要便于决定保险位置，保险机的工作也才可靠，才能迅速地打开和关閉保险机。

根据射手在实施保险时所做动作的特点，这組保险机又可分为"自动"的和"非自动"的两种。

在实施和解除保险时不需要专門动作的保險机屬于"自动"保险机之列。

德普式机枪的保险机可作为这种保险机的实例（图358）。

德普式机枪的保险机是一个杠杆，安装在枪托頸部的下面，当射手用右手握住枪托頸时，就自然地压在这一杠杆上，使此杠杆轉动，解除保险。当手从枪托頸上移开时，保险机的杠杆就在其彈簧的作用下轉回原位，頂住扳机，使之不能压下击发阻鉄。

在实施和解除保险时，需要射手作专門动作的（如扳轉保险片，或压按鈕等等）保险机是"非自动"保险机。

在現代武器中，第二种保险机（非自动的）采用最广，因为在打开和关閉保险机时虽然需要专門的动作，但它們一般都能保証結构最簡单和作用良好可靠。

上面所討論的保险机，可根据其动作原理分为制动式和分离式两种。根据保险机对什么零件施加作用，又可分为击錘保险机、击发阻鉄保险机、扳机保险机和混合保险机数种。

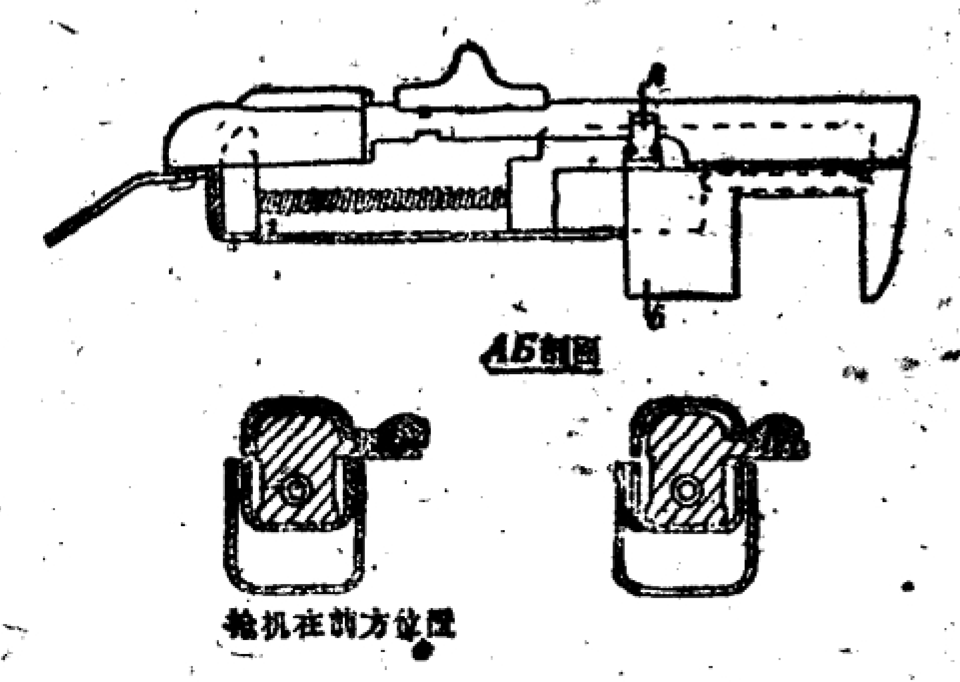


图367 ППШ式冲鋒枪的保险装置。

将击发发射机构中的一个或数个零件制动住，以使其处于不能工作状态的保险机构，属于制动式保险机构。

分离式保险机构的作用，是使击发发射机构中的一个或几个零件从机构的运动链中分离出来。

图358所示德普式机枪的保险机是使扳机制动的保险机。

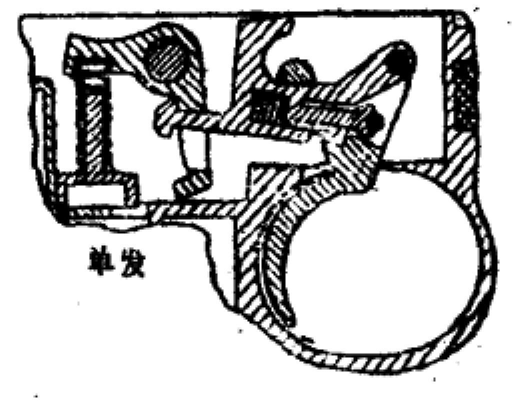
图367所示1941年式冲鋒枪的保险机，可以将枪机固定在待发位置或平时位置。这种保险机是一个装在机柄上的、带彈簧的頂銷。实施保险时，頂銷卡入机匣上的相应切口内。

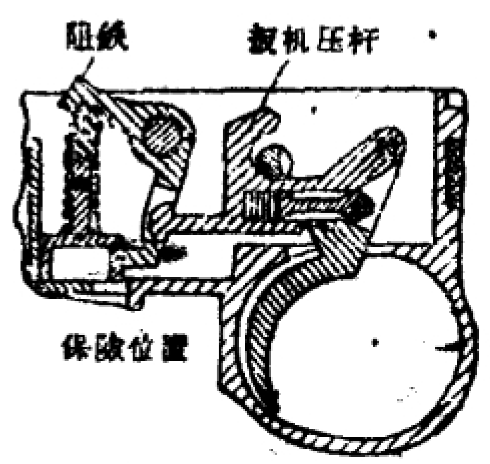
图368上的保险机，是使扳机与击发阻鉄分开的分离式保险机。这种保险机应用在ZB-26和其他机枪中。这种保险机的构造簡单，但作用不可靠。因为击发阻鉄沒有被卡住，当武器遇到猛烈振蕩时不能避免偶发。

保証防止武器各机构和零件弄髒和損伤的保险机是第三类保险机。这种保险机有各种不同的构造，通常都做成各种各样的盖子和护板的形式。

遮盖机匣上各个窗孔的护盖和保护瞄准具的护板运用最广。遮盖机匣窗孔的盖板，通常都設有装填时能自动打开的設备。

在某些武器中，为了防止弄髒，还用枪口帽盖住枪管口部。





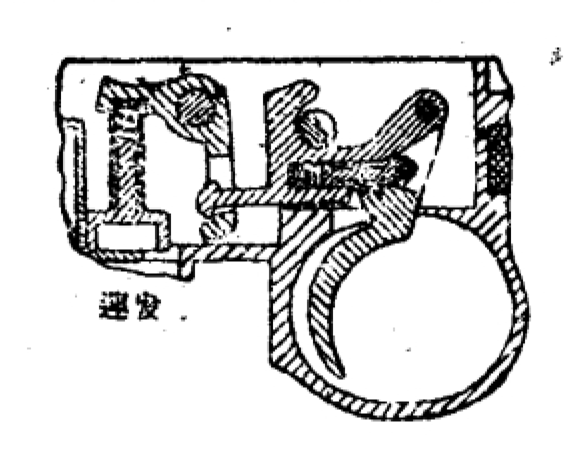


图368　ZB-26式机枪的保险装置。

§11 輔助机构及設备

在自动武器中，除了完成自动机工作时所需全部动作的主要机构和保証自动机工作可靠的保險机构以外，还采用了大量的輔助机构和装置。

下面討論的仅是其中几种应用最广的装置和机构。

1 緩冲装置

自动武器采用緩冲装置的主要目的有二：第一、減輕自动机活动部分的撞击；第二、为自动机的继續工作储备必需的机械能量。

如果緩冲装置只用以減輕活动部分的撞击，则当它返回給活动部分的机械能量最小时，緩冲装置傳給机箱或机匣的力也应当尽可能地小。在自动武器中，这种緩冲装置常常用以減輕活动部分在后方位置的撞击。各个枪彈在装药的重量、品类和装药状态、彈丸的重量和尺寸、彈壳外形的公差等方面不可避免的差异，以及武器零件的制造公差和塗油等方面的影响，使自动机的活动部分必須有一定的动能储备，以保証各个机构在最坏的条件下也能不間断地工作。

如果活动部分在到达前后方位置时有过多的动能，势必在停止运动或改变运动方向时，要产生强烈的撞击。这种撞击不仅在手提武器中会給射手以不愉快的感覺，而且还会使彈丸的散布增大，使武器零件的寿命降低。

在枪管后坐式的大口徑自动武器中，自动机的活动部分也常常有多余的机械能。

在仅用以減輕活动部分撞击的緩冲装置中，活动部分消耗的动能，不仅轉变为彈性原件变形的势能，还主要轉变为热能而損失掉。

这种緩冲装置中最簡单的一种是由变形时要損耗大量机械能

的材料做成的衬垫。

1941 年式（ППШ）冲鋒枪（图 369）內的塑性衬垫和勃朗宁重机枪內的一組纖維质薄片（图 370），都是这种緩冲装置的实例。

在用以減輕活动部分撞击的緩冲装置中，常用硬度較大的普通螺旋彈簧作为彈性元件。但是螺旋彈簧在变形以后通常有75%左右的动能归还活动部分，在某些情况下，这是不能满足对緩冲装置所提出的要求的。

某些特殊彈簧能保証大大地減少变形后还給活动部分的动能。例如，环状彈簧即可吸收机械能量达三分之二而不再返回給活动部分。

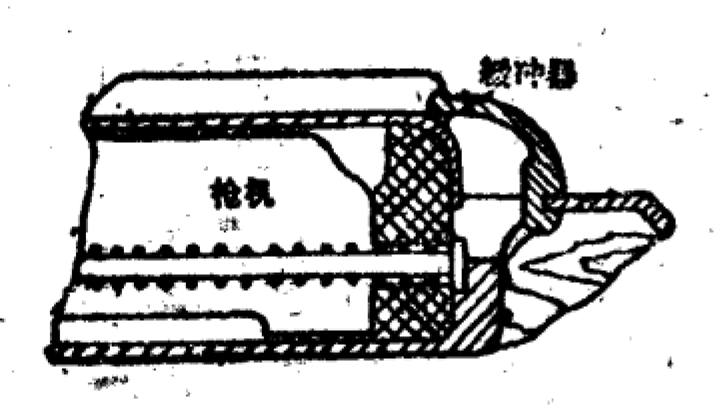


图369 ППШ冲鋒枪的緩冲器。

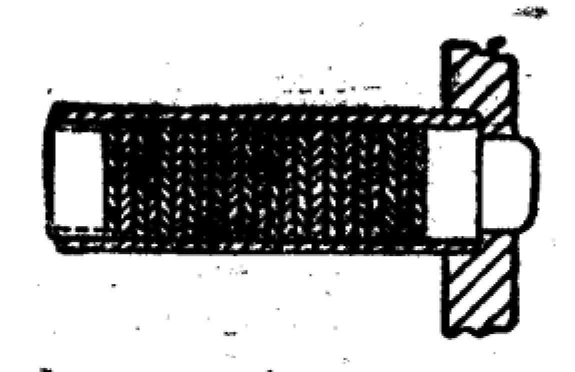


图370 勃朗宁重机枪的緩冲器。

根据实驗材料，环状緩冲彈簧变形后还給活动部分的动能 E_b，与活动部分在緩冲簧变形前所具初始动能 E_0 的关系，可以用下式表示：

$$E_b = E_0 \frac{A M^{0.54}}{\eta^{0.2}},$$

式中 A——經驗系数（对于磨过的环状彈簧为 9，对于沒有磨过的环状彈簧为 5）；

M——撞击彈簧的活动部分的 $\left(\frac{公斤 \cdot 秒^2}{米}\right)$；

η——环状彈簧的剛度系数 $\left(\frac{公斤}{米}\right)$。

还有几种专門的緩冲装置，可以保証大量吸收机械能量而不再返回給活动部分。勃朗宁輕机枪中所采用的緩冲装置（图 371）

可作为此种緩冲装置的一例。这种装置(图 371)装在一个圓柱形套管 a 內；活塞 d 頂在銅环 b 上，銅环內壁是一个錐形孔；环內套有一个鋼质彈性开口环 c，其外表面車成圓錐形以便和銅环 b 的錐形表面紧貼；在 c 环的后面又接着放一个銅环 b，如此交錯地垒放下去。最末一个鋼环抵在螺旋彈簧上，这个彈簧装在鋼环和套管底部之間。緩冲器套在复进簧的外面，复进簧可以在其中自由通过。活动部分后座到最后方位置时撞击活塞 d，迫使它向后运动，推动銅环后退；銅环又推开口鋼环使之收攏。于是，多余的能量便消耗在鋼环的徑向压縮上。这种能量在很大程度上消耗于各环之間的摩擦，只有很少一部分能量用于压縮彈簧 c 上。

按照摩擦原理而工作的后座能吸收器是不完善的。因为它的工作不均勻，要隨摩擦表面的状态（塗油和摩損）而定。

液压制动器能保証大量地吸收机械能，同样可用作減輕活动部分撞击的緩冲装置。

在这种制动器內，机械能量为液体通过小孔时的摩擦功所吸收。但是，这种緩冲装置中的液体，会在长时間射击之后发热，使其工作不稳定；而且它的构造也很复杂；因此在自动武器中沒有得到广泛的采用。在某些情况下，液压制动器也用作大口徑武器中活动部分的复进制动器和后座制动器，其构造和作用与火炮的液压制动器完全相同。

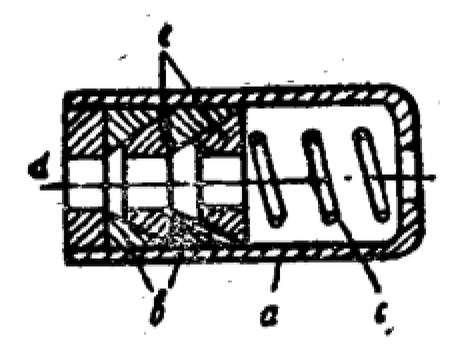


图371　勃朗宁輕机枪的緩冲器。

用以儲备机械能量以便尽可能多地返回給活动部分的緩冲装置，在速射武器中采用。这种緩冲装置經常有彈性元件，用作彈性元件的通常是螺旋圓柱彈簧（圓形断面的和长方形断面的）。

采用这种緩冲装置时，大部分的动能在彈簧变形以后仍要返回給自动机的活动部分。

在选擇速射武器的緩冲簧以决定其最有利的特征数时，必須

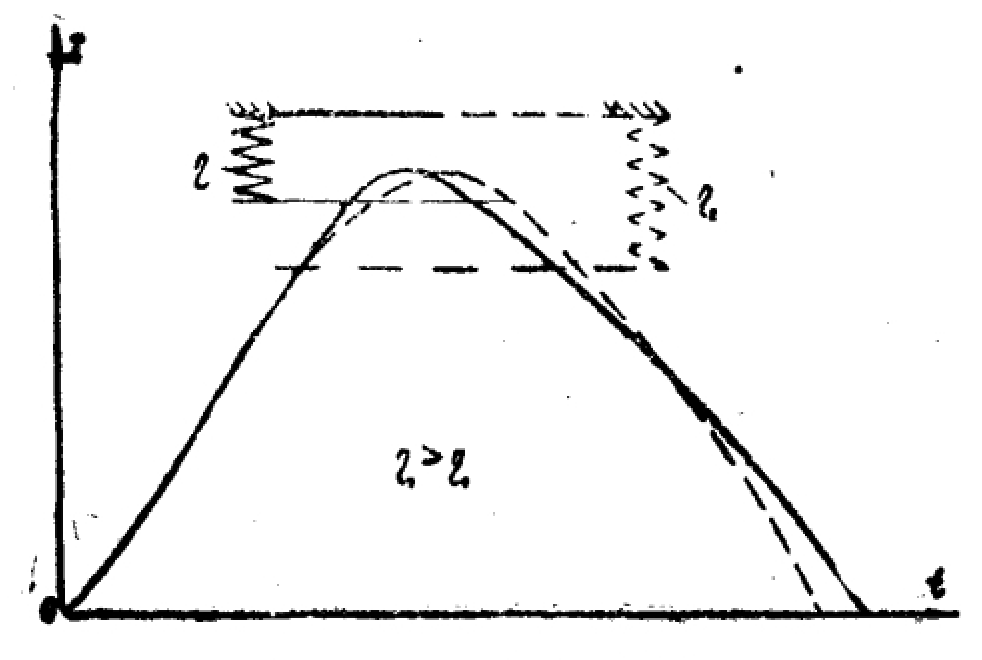


图372　$x = f(t)$的图解。

分析自动机的工作。因为在某些情况下，自动机活动部分的运动时間只有当緩冲簧的剛度为某一确定的数值时才能保証达到最小值。虽然减小緩冲簧的剛度会使活动部分在离开緩冲簧向前复进时的速度和动能增加，但使緩冲簧的剛度大于或小于此值时，都会使活动部分的运动时間增大。因为緩冲簧的剛度减小时，其压縮和伸长所需的时間都要增大。这一点可用图 372 上的两条曲綫来説明。这些曲綫表示緩冲簧剛度不同的时候自动机活动部分的位移和时間的函数关系。

图 372 的图解表明：当緩冲簧的剛度很大时，活动部分的运动时間可能增加。

2　枪口制退器

枪口制退器的作用在于减少整个武器或自动机活动部分的后座能量。

枪口制退器的作用是以改变后效期內从枪膛噴出的一部分火药气体的运动方向为基础的。

图 373 和 374 示出两种枪口制退器的构造原理图。图 373 上的枪口制退器工作时，火药气体运动方向的改变，主要是由于它对枪口制退器前壁的冲击所致，这种枪口制退器称为冲击式枪口

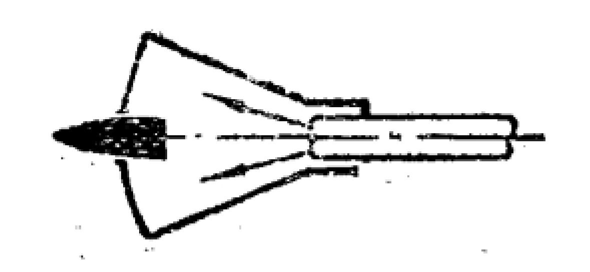


图373 冲击式枪口制退器的工作图。

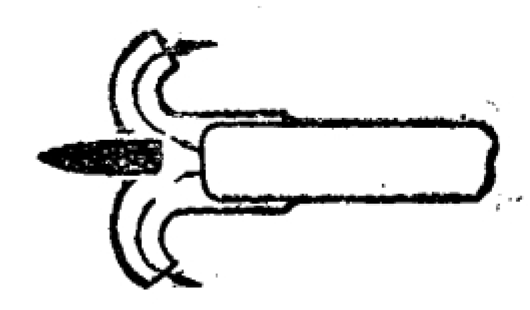


图374 反作用式枪口制退器的工作图。

制退器。图374上的枪口制退器工作时，火药气体运动方向的改变，主要是由于气流在特制的定形孔内平稳地改变流向所致，这种枪口制退器称为反作用式枪口制退器。

在实际中见到的制退器大多数都是由上述两种原理综合而成的，这种制退器叫做冲击—反作用式枪口制退器。

枪口制退器的作用效率主要决定于向后排出的火药气体的运动方向、速度和数量。

通常采用下列表达式作为度量枪口制退器作用效率的依据：

$$\eta=\frac{E_m-E'_m}{E_m}100,$$

式中 η——枪口制退器的效率（%）；

E_m——自由后座条件下沒有枪口制退器时，枪管及与其相联的零件在火药气体后效期末的动能；

E'_m——自由后座条件下，有枪口制退器时，枪管及与其相联的零件在火药气体后效期末的动能。

如果假定枪管和与其相联零件的质量在装上枪口制退器时并不改变，则求η的公式可以写成下列形式：

$$\eta=\frac{V_m^2-V_m'^2}{V_m^2}=1-\frac{V_m'^2}{V_m^2}。$$

因为η所表示的是枪管和与其相联的零件由于枪口制退器的作用而引起的动能的相对减少，故又称为动能效率。

有时用下列表达式来表示枪口制退器的效率：

$$\mu=\frac{I'_m-I_0}{I_m-I_0},$$

式中　I_m和I'_m——沒有枪口制退器(I_m)和有枪口制退器(I'_m)时，从弹丸开始运动起到火药气体后效期末止，作用在枪膛底部的总冲量；

I_0——弹丸在膛內运动的整个时期內作用在枪膛底部的冲量。

假定有无枪口制退器都不致改变枪管的质量，使冲量与相应的动量相等，得：

$$\mu=\frac{I'_m-I_0}{I_m-I_0}=1-\frac{V_m-V'_m}{V_m-V_0}。$$

这个数值所表示的是枪管和与其相联的零件在后效期內动量增量的相对减少量；叫做枪口制退器的冲量效率。对于枪口制退器来說$\mu<1$。

下列表达式也可用以表示枪口制退器的效率：

$$\alpha=\frac{\beta-\beta'}{\beta}=1-\frac{\beta'}{\beta},$$

式中　β和β'——表示沒有枪口制退器时(β)和有枪口制退器时(β')火药气体对枪管的作用系数。

如果利用下列关系式

$$V_m=\frac{q+\beta\omega}{Q}v_0,$$

$$V'_m=\frac{q+\beta'\omega}{Q}v_0,$$

上式可改成另一种形式：

$$\alpha=\frac{Q(V_m-V'_m)}{QV_m-qv_0}=\frac{Q(V_m-V'_m)}{Q(V'_m-V_0)+0.5\omega v_0}。$$

数值α是枪口制退器的結构特征数，它几乎仅仅决定于制退器的結构。当武器的彈道参数改变时，其数值保持不变。

利用上面所得枪口制退器各个特征数的表达式，便可确定这些特征数之間的关系：

$$\mu=1-\frac{\alpha\beta}{\beta-0.5},$$

$$\mu=\frac{\sqrt{1-\frac{\eta}{100}-\frac{V_0}{V_m}}}{1-\frac{V_0}{V_m}}。$$

上面所求的 α、μ 和 η 等值，在实际設計自动武器时都可应用。通常用 η 表示枪口制退器的总效率，α 表示枪口制退器本身的质量和效率，而 μ 則通常在計算自动机时才应用。

步兵自动武器所用枪口制退器的效率，对自由后座最大能量的降低很少超过60%～70%。提高枪口制退器的效率时通常会引起火药气体对射手或枪座起强烈的作用（使瞄准和射击困难），并引起火药气体对地面的作用（由于火药气体掀起尘土，致使陣地暴露）。

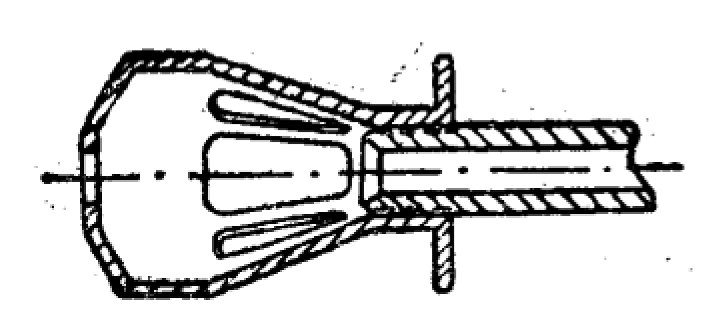


图375　带有护板的枪口制退器。

为了减小火药气体对射手的作用，可采用带有专門护板的枪口制退器（图375）。这种护板可以阻止火药气体朝射手的方向运动，但这样又会降低枪口制退器的效率。

为了减小火药气体对地面的作用，有时只在枪口制退器的上方和左右两側制作火药气体的噴出孔（图376）。这样做还可以使武器在射击时的巅复力矩得到某些补偿。为了补偿这种巅复力矩，有时将枪口制退器的前壁做成傾斜的（图377）。对于手提式武器而言这种枪口制退器的构造能显著地提高射击时的隐定性，但仍不能消除武器的震动。因为武器的巅复力矩（它的产生是由于

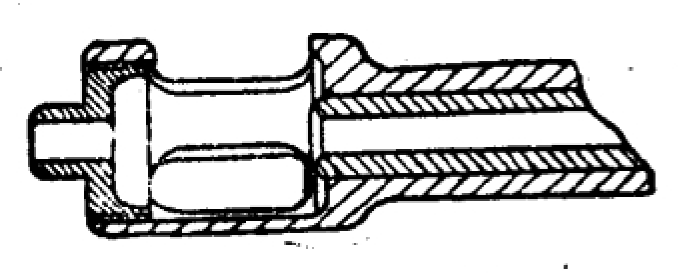


图376　噴气孔不对称的枪口制退器。

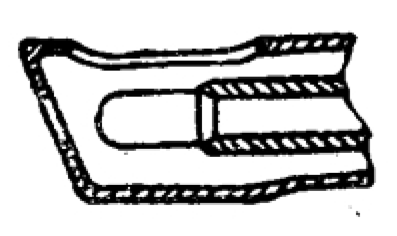


图377　前壁傾斜的枪口制退器。

武器重心不在枪膛軸綫上的結果）主要是在弹丸在膛内运动的时期内起作用，而稳定力矩（它的产生是由于枪口制退器上排气孔的位置不对称的結果）却是在彈丸飞离枪口以后的火药气体后效期内才起作用。

3 枪口罩

枪口罩是用以增大枪管后座式自动机活动部分后座能量的装置。图 378 是枪口罩的构造和作用原理的略图。

有了枪口罩以后，火药气体在后效期內的自由流出受到了限制，因而使火药气体流出枪管的时間少許加长，并且火药气体对枪管前切面的作用亦用以使自动机工作。具有枪口罩时，为了增大火药气体对枪管前切面的作用，通常将枪管口部的直徑加大，或装上专門的套筒以增加前切面的面积。图 379 和 380 是两种結构不同的枪口罩（1910 年式馬克沁机枪和 *MG*-42 式机枪的枪口罩）。

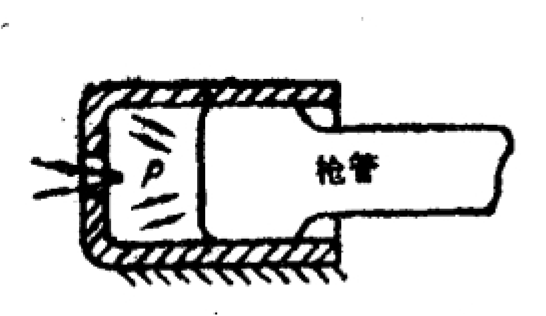


图378 枪口罩的作用略图。

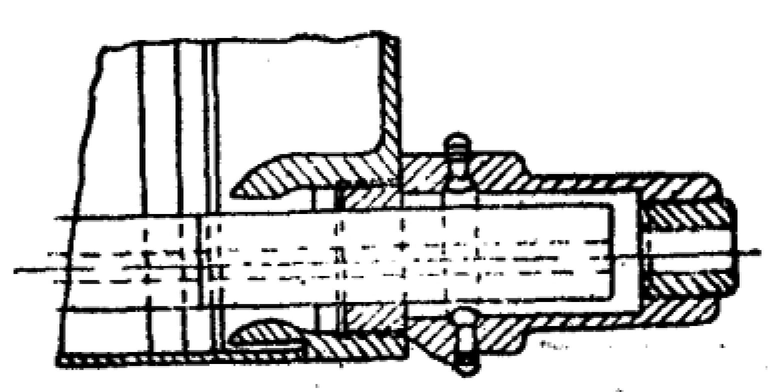


图379 馬克沁机枪上枪口罩的結构图。

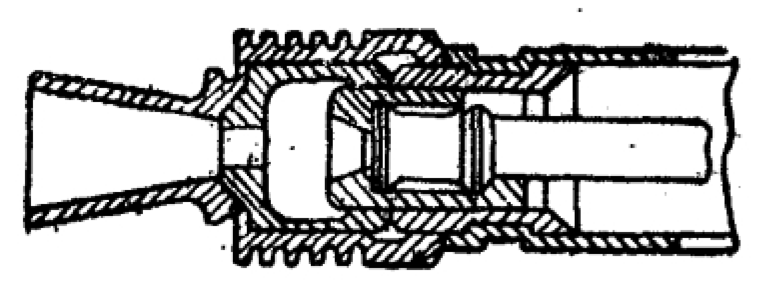


图380 *MG*–42式机枪的枪口罩。

枪口罩常用在口徑不十分大的武器上。通常隨着武器口徑的增大，彈丸（或炮彈）的相对重量（对于活动部分而言）亦隨之增加，利用枪口罩来加强活动部分后座能量的必要性

也就不存在了。

彈丸（或炮彈）的相对重量对后效期末自动机活动部分的速度的影响，可以用下列公式表示：

$$V_m = \frac{q}{Q}\left(1 + \beta\frac{\omega}{q}\right)v_0,$$

式中　v_0——彈丸初速；

q, ω——彈丸重量和装药重量；

β——气体作用系数；

Q——自动机活动部分的重量，

根据这个公式可以求出活动部分的后座速度。

这公式表明：当 ω/q、v_0 和 β 等值不变时，自动机活动部分的速度与彈丸（或炮彈）的相对重量（对于自动机活动部分而言）成正比。正如上面所指出的那样，这个相对重量隨口徑的增大而增大。

也可以用枪口制退器的特征量来表示枪口罩的作用效率：

在这种情况下，η 值以百分率表明活动部分自由后座能量的放大率。

$$\eta = \frac{E_m' - E_m}{E_m},$$

式中　E_m 和 E_m'——沒有枪口罩时(E_m)和有枪口罩时(E_m')，自动机活动部分在后效期末的动能。

枪口罩的 μ 值表示自动机活动部分动量的相对增大。对于枪口罩来說，$\mu > 1$。例如对馬克沁机枪的枪口罩，$\mu \approx 2$。枪口罩的 μ 值，可以根据求枪口制退器的 μ 的公式来計算。

枪口罩的 α 值与枪口制退器的一样，是枪口罩的結构特征量。它几乎不隨彈道諸元和活动部分的重量（在口徑和枪口罩的結构不变时）而变化。

4　減音器和消焰器

減音器和消焰器是用以改进武器的隐蔽性的，其作用原理在于：使火药气体膨脹，由此使气体流出緩慢；或者使气体流过細孔

而人为地妨碍其外流。消焰器通常都做成一个锥形漏斗管，气体在其中膨胀而冷却，使火焰减少（图381）。

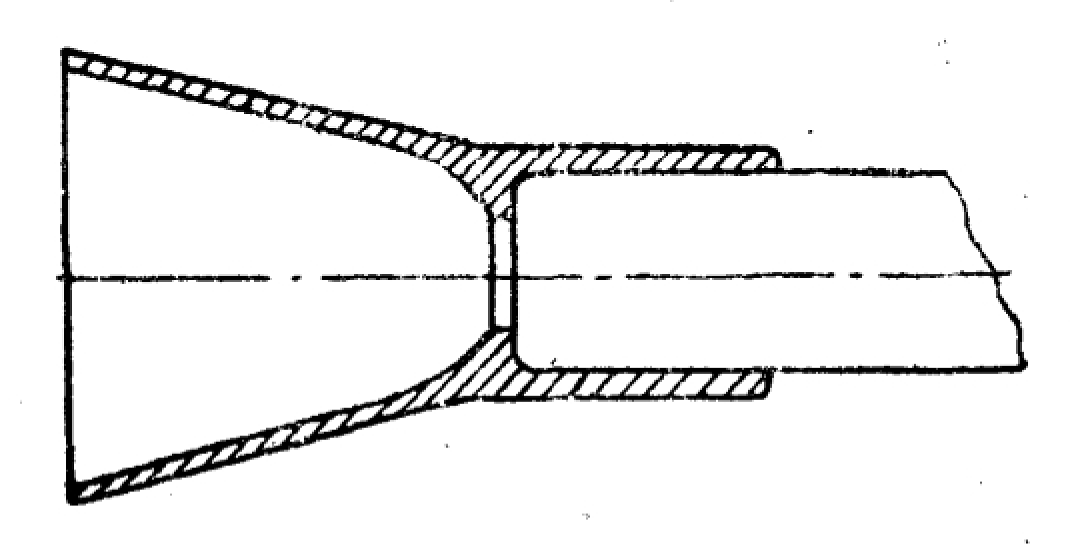


图381　消焰器。

§12　自动武器各机构的作用可靠性問題

保証自动机的作用可靠，从而保証自动武器各主要机构可靠地进行工作，具有非常巨大的意义。

自动武器的設計和使用的經驗証明，某些自动器虽然具有巨大的射击威力和良好的机动性能，但由于自动机的作用可靠性不能令人满意，因而从軍队的装备中淘汰出去。因此，对于自动机作用的可靠性必須予以特别的重視。

自动武器各主要机构的动作可靠性与許多因素有关，其中主要的是各机构結构的完善程度和其工作状况。

构造簡单、构件运动平稳、工作面能防御污垢、摩擦力对工作的影响小、武器处于不同状态时各机构的工作稳定、采用最适当的材料等，都决定着武器各机构結构的完善程度。

丰富的設計工作經驗、利用現有武器結构中較优良的元件、对各机构的工作进行周密的理論和实驗研究，都有助于获得完善的結构。

自动武器各机构的工作状况与武器在不同使用条件下（温度、湿度、灰尘、塗油情况等等）的射击頻率和火力种类（单

发、連发、短点射或长点射）有关。

而武器的使用条件及火力种类又完全取决于武器的用途和其战斗使用条件。

就战术技术要求方面說，射击頻率虽然决定于武器的用途，但在很大程度上，它还要看能否保証自动机工作的可靠性而定。

例如，現在普通口徑（7～8毫米）的野战机枪的射击頻率在500～700发/分的范圍之內。在野战条件下，从机枪战斗应用的观点来看，这种射击頻率是最有利的。然而这样的射击頻率范圍，在很大程度上还是决定于各主要机构的工作可靠性。

当射击頻率較低时，自动机活动部分的速度和动能在恶劣的条件下（如蒙上尘土，滑油过濃，射角很大）就将不足以保証各主要机构可靠地进行工作。

但采用較高的射击頻率，又可能使自动机工作的可靠性变坏，并使很多机构的結构复杂化。

从保証作用可靠性的观点出发，自动武器各主要机构最有利的工作頻率并不一定与武器在战斗使用中最理想的射击頻率一致，例如在冲鋒枪和自动枪中，就經常碰到这种情况。

为了在射击頻率不大的情况下使自动机活动部分保持巨大的速度，有时需要采用特殊的減速装置，使自动机活动部分的运动在某一段时間內受到阻滞。

自动武器各主要机构最好的工作頻率，只有在对自动机的工作作了詳細的理論和实驗研究的基础之上才能作出适当的选擇。

关于安装枪口制退器和枪口罩的問題、設計加速机构和选擇緩冲簧与复进簧的示性数的問題，亦与选擇自动武器各主要机构最好的工作頻率的問題有非常緊密的联系。

在設計复进簧和緩冲簧时，主要应該注意使所有的机构都获得良好的作用可靠性，使武器能得到必要的射击頻率，并保証重新装塡时能够用手压縮复进簧而使武器成待发状态。

对于在自动机基本构件（枪管和枪机）复进过程中进行工

作的机构，为了保証其可靠地进行工作，最好是增加复进簧的内力。因为这样一来，由于零件导向表面状态不同（如潤滑油过濃、蒙尘等等）而引起的摩擦力的变动，对自动机的工作就不会有太大的影响了。但是增加复进簧的內力又可能引起自动机活动部分在前方位置上的猛烈撞击，也可能导致过高的射击頻率。同时，增加复进簧的內力还可能使得用手重新装填武器比較困难。

必須指出，装置了緩冲簧后，卽使复进簧的內力不大，也能保証自动机各机构工作的高度可靠性。因为在这种情况下，自动机活动部分在复进时可能具有較大的动能儲备；这样，摩擦力大小的改变，就同样不会显著地影响自动机的工作。但是，装置緩冲簧后，又会使射击頻率过分增大。

口徑为7～8毫米的武器所采用的枪机复进簧，在自动机工作时，其內力常在4～10公斤的范圍內变化。

在选擇自动武器各主要机构的最好工作頻率和評价复进簧的示性数时，按照下列公式决定某一机构的工作可靠系数是适当的：

$$\mu=\frac{E_1\mp A}{E_1-E_2\mp A},$$

式中 E_1——基本主动构件在机构开始工作时的动能；

E_2——基本主动构件在机构工作結束时的动能；

A——在基本构件运动时（在机构工作时）复进簧所作的功。

A前面的两种符号与彈簧的两种工作情况相对应；上面的符号（負号）对应于彈簧压縮的情况，下面的符号（正号）对应于彈簧伸張的情况。

上式的分子中包括所研究的机构在工作时可能消耗的机械能，在分母中則包括該机构在給定的射击条件下实际消耗的机械能。

无論在实驗研究自动机工作还是在理論研究自动机工作时，都可以利用此一公式来比較和評价自动武器各机构的工作可靠性。

在实驗研究自动机的工作可靠性时，可以根据上述公式决定在不同条件下（蒙上尘土，滑油过濃，低溫和高溫等等）进行射击时的可靠程度。

在理論研究时，可以利用此公式来比較摩擦系数不同时，自动机工作的可靠程度。

§13 彈簧

1 自动武器中常用彈簧的种类

彈簧在自动武器中用得很多。各种不同的复进簧及緩冲簧在自动机工作中起着重要的作用。这两种彈簧的功用是儲备机械能量，以便用以使自动机活动部份恢复到原来位置。同时这些彈簧还可以制动自动机活动部份的运动，以便消除或減輕撞击。除了复进簧和緩冲簧之外，在自动武器中还采用了大量的彈簧，以使各机构中的零件恢复原来的位置（如抓壳鈎簧和发射机构中的彈簧）。击发机构中的击針簧有着特殊重要的地位，通常利用它的位能来点燃底火。

在自动武器中，最常見的是圓柱螺旋彈簧。它是由鋼絲纏制而成的。鋼絲的断面有圓形的、方形的和矩形的几种（图382）。这种类型的复进簧通常是在压縮狀态下进行工作的，而发射机构中所用的彈簧則有时在扭轉狀态下进行工作（图383）。

在彈匣中常使用棱柱形螺旋彈簧（图384），在彈盘和彈鼓中，常使用在弯曲狀态下进行工作的蝸旋彈簧（图385）。

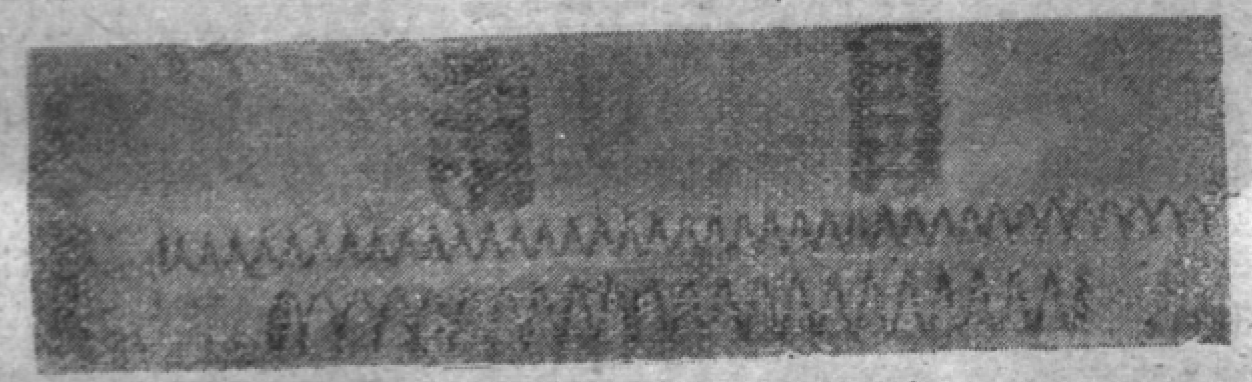


图382 圓柱螺旋彈簧（在压縮狀态下进行工作）。

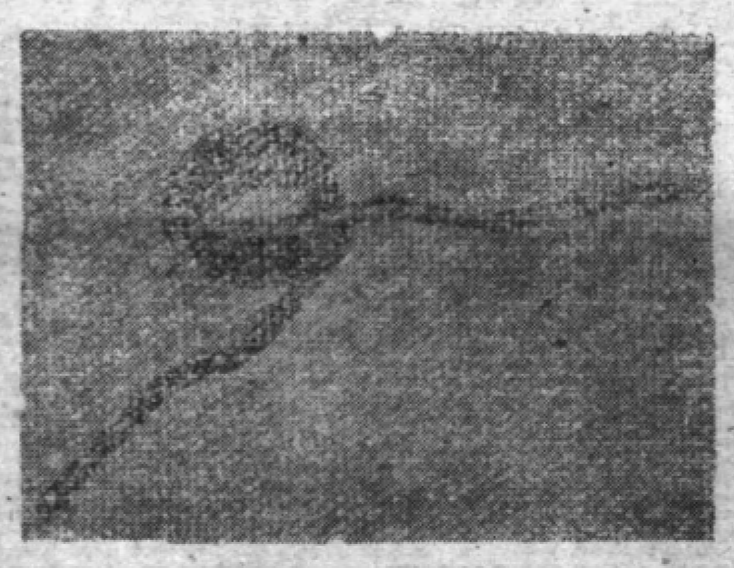


图383 圓柱螺旋彈簧(在扭轉状态下进行工作)。



图384 棱柱形螺旋彈簧。

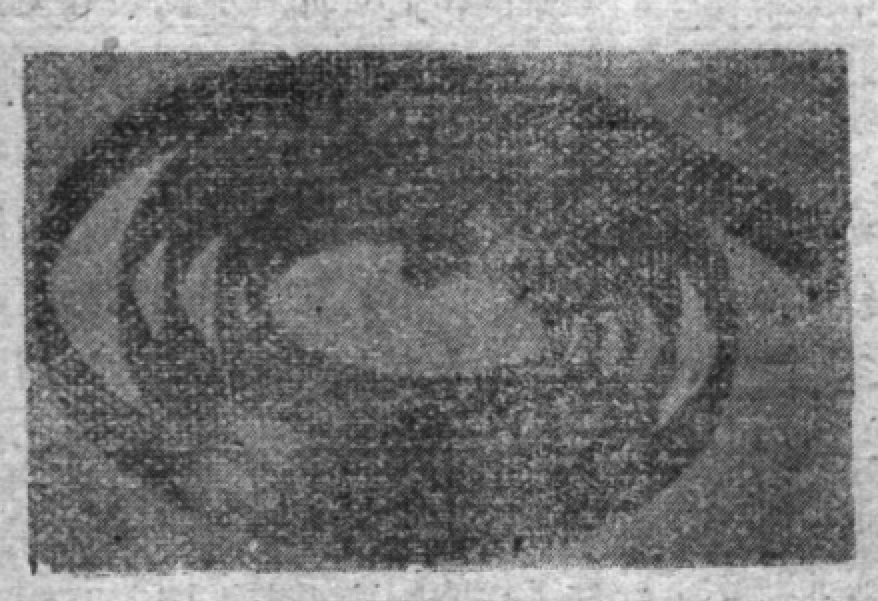


图385 蝸旋彈簧。

抓壳鈎和发射机构常使用在弯曲状态下工作的片状彈簧（图386）。击发机构有时也采用这种彈簧。

在彈匣和击发发射机构中，有时还采用形状复杂的彈簧（图387）。

在緩冲装置中，有时采用环状彈簧（图388）。

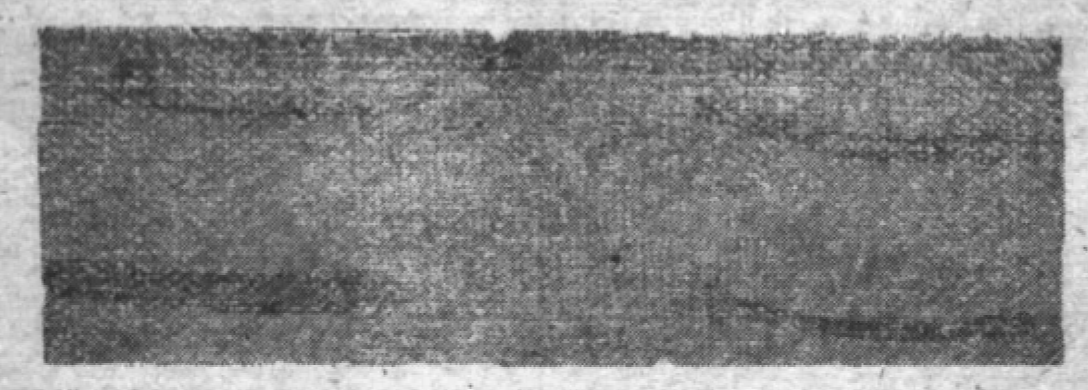


图386　片状彈簧。



图387　形状复杂的彈簧。

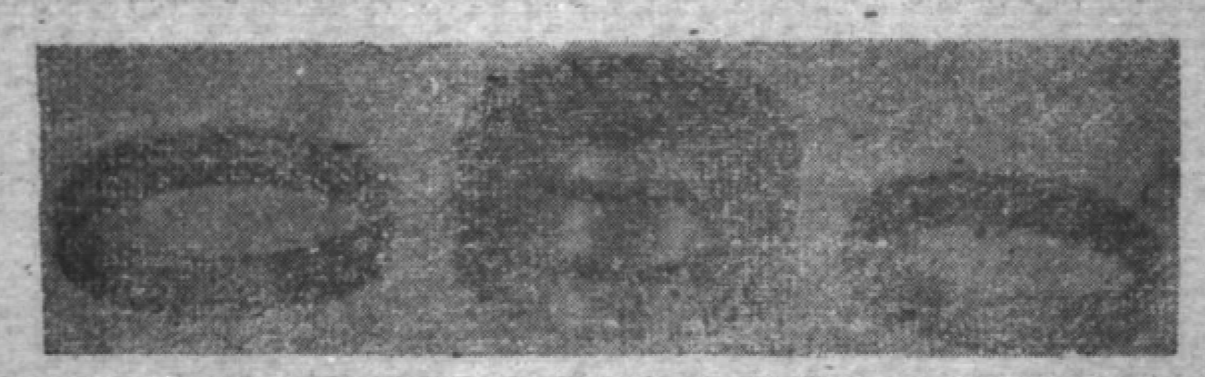


图388　环状彈簧。

自动武器中的彈簧常在动力条件下进行工作，但其变形时間通常都比彈簧圈本身的振动周期大得多，因此，引用适当的安全系数，就可以利用靜力方法进行計算。彈簧圈振动的研究曾在第二章中讲过。假定彈簧在靜力条件下工作时，也可利用这个研究的結果来估計彈簧的强度。

2　圓柱螺旋彈簧（在压縮状态度下工作）

图 389 是圓柱螺旋彈簧的压縮图，它表示彈簧內力Π与彈簧

压縮量 f 的关系。取此关系 $\Pi=\varphi(f)$ 为綫性式，亦将有足够的精度。

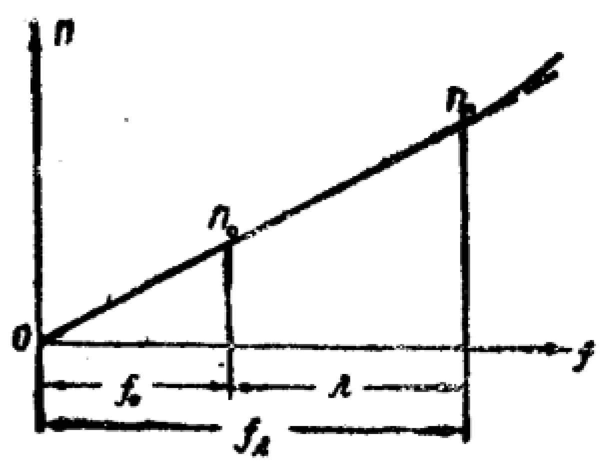


图389 彈簧压縮图。

如果彈簧的預压量为 f_0，在工作时再压縮 λ 的长度，如果用 Π_0 和 Π_λ 分别表示相应于彈簧压縮量为 f_0 和 $f_\lambda=f_0+\lambda$ 时的压縮內力，則彈簧在压縮一个 λ 的长度时所积蓄的势能为：

$$U=\frac{\Pi_0+\Pi_\lambda}{2}\lambda=\frac{\Pi_0+\Pi_\lambda}{2}(f_\lambda-f_0)。$$

彈簧最主要的特征数是彈簧的剛度 η。此特征数等于彈簧內力 Π 和与之相应的压縮量 f 之比：

$$\eta=\frac{\Pi}{f}。$$

利用彈簧剛度 η，便可用下列公式表示彈簧的压縮內力 Π_0 和 Π_λ：

$$\Pi_0=\eta f_0, \qquad \Pi_\lambda=\eta f_\lambda。$$

因此，

$$U=\eta\frac{f_\lambda^2-f_0^2}{2}。$$

下表列出計算圓柱螺旋彈簧的基本公式，它是根据材料力学中已知的关系式求出的。在此表中：

D——彈簧平均直徑；

n——彈簧的工作圈数；

G——抗切彈性系数（对于直徑 $d<2.5$ 毫米的鋼琴金屬絲，$G=8,400$ 公斤/毫米^2）；

R_s——許用应力（对于用鋼琴金屬絲制成并經过压縮的彈簧，$R_s=100$ 公斤/毫米^2 乃至更大些）；

ξ 和 Δ——可根据 $\frac{t}{s}$ 由下頁附表查出的两个系数。

圆柱形螺旋彈簧計算公式表

彈簧鋼絲的断面形状	彈簧鋼絲断面上的最大应力 τ（公斤/毫米²）	彈簧的最大压縮內力 Π_{max}（公斤）	彈簧压縮量 f（毫米）
圆形（直径 d）	$\tau_0=\frac{8\Pi D}{\pi d^3}$ $\tau_0=2.55\frac{\Pi D}{d^3}$	$\Pi_{max}=\frac{\pi d^3}{8D}R_s$ $\Pi_{max}=0.392\frac{d^3}{D}R_s$	$f=\frac{8\Pi D^3}{Gd^4}$ $f=\frac{\pi D^2 n\tau_0}{Gd}$
方形（边长 a）	$\tau_0=\frac{\Pi D}{0.416a^3}$ $\tau_0=2.4\frac{\Pi D}{a^3}$	$\Pi_{max}=0.416\frac{a^3}{D}R_s$	$f=5.59\frac{\Pi D^3 n}{Ga^4}$ $f=2.32\frac{D^2 n\tau_0}{Ga}$
矩形（宽 t，高 s）	$\tau_0=\xi\frac{\Pi D}{s^3}$	$\Pi_{max}=\frac{1}{\xi}\cdot\frac{s^3}{D}R_s$	$f=\frac{\Delta\Pi D^3 n}{Gs^4}$ $f=\frac{\Delta}{\xi}\cdot\frac{D^2 n\tau_0}{Gs}$

附　　表

$\frac{t}{s}$	1	1.5	1.75	2	2.5	3	4	6	10
ξ	2.40	1.44	1.20	1.02	0.77	0.62	0.44	0.28	0.16
Δ	5.57	2.67	2.09	1.71	1.26	0.80	0.70	0.44	0.25

設計彈簧圈横截面为圓断面的圓柱螺旋彈簧时，应按下列公式进行計算：

彈簧的总圈数　　$n_n=n+(1.5\sim2)$；

彈簧在自由状态时的高度

$H=nd+(1.5\sim2)d+en+f_\lambda$，

式中　e 是当彈簧压縮到$f_\lambda=f_0+\lambda$时，各簧圈之間的間隙。

各簧圈之間的間隙● $e=\frac{f_\lambda}{4n}$（彈簧压縮量为 f_λ 时）。

● 为了减小彈簧在压縮状态下的外廓尺寸，在自动武器的彈簧中，此間隙經常取得很小。

彈簧鋼絲的长度 $L = \frac{\pi D n_{II}}{\cos \alpha}$，

式中　α——彈簧螺旋綫的纏角。

彈簧平均半徑与彈簧金屬絲直徑之比 $\frac{r}{d} > 2.5$。

彈簧預压量 $f_0 \approx \frac{\lambda}{2}$。

在自由状态下的彈簧圈距 $h = \frac{H}{n}$。

上述計算彈簧的公式是近似的，因为在推导这些公式时沒有考虑彈簧圈的纏角和彈簧变形时材料的复杂受力情況。

因此，不能期望按照这些公式計算的結果与实驗結果完全一致。但是在普通工程計算中也不必要应用更精确的公式，因为卽使采用很精确的公式，在某些情况下計算与实驗的結果也会經常有些出入。这是由于彈簧尺寸的誤差、材料的性質不均匀等等原因所造成的。

玆举一个計算圓鋼絲制成的圓柱螺旋彈簧的实例。

設已知：

在全部工作压縮量中彈簧变形的势能为 $U = 1$ 公斤·米。

彈簧的工作压縮量为 $\lambda = 100$毫米。

彈簧导管的直徑为 $D_T = 16$毫米。

解：

給定預压量

$$f_0 = \frac{\lambda}{2} = 50\text{毫米}。$$

这时，彈簧的預压力为

$$\Pi_0 = \frac{1}{3} \Pi_\lambda,$$

因为

$$\Pi_0 = \eta f_0,$$

而

$$\Pi_\lambda = \eta f_\lambda = \eta (f_0 + \lambda) = 3\eta f_0。$$

利用求 U 的公式，可求出 Π_λ：

$$U = \frac{\Pi_0 + \Pi_\lambda}{2} \lambda = \frac{2}{3} \Pi_\lambda \lambda,$$

于是得：

$$\Pi_\lambda = \frac{3}{2} \cdot \frac{U}{\lambda} = 15\text{公斤}。$$

取 $R_s=85$公斤/毫米²，$D=13$毫米，利用下式可以求出彈簧金屬絲的直徑

$$\Pi_\lambda=0.392\frac{d^3}{D}R_s,$$

由此得 $d=\sqrt[3]{\frac{\Pi_\lambda D}{0.392R_s}}=1.8$毫米。

如果所求得的金屬絲直徑不合乎标准，則要把它增大至标准尺寸，并重新計算应力。

按照下式算出彈簧的工作圈数，

$$f_\lambda=\frac{\pi D^2 nR_s}{Gd},\ \text{由此得}\ n=\frac{f_\lambda Gd}{\pi R_s D^2}。$$

当 $G=8400$公斤/毫米²时，$n=50.5$圈。

确定彈簧的总圈数$n_п$，彈簧高度H，彈簧各圈之間的間隙e和彈簧圈距h：

$$n_п=50.5+1.5=52\text{圈};$$

$$H=nd+1.5d+en+f_\lambda\approx 285\text{毫米};$$

$$e=\frac{f_\lambda}{4n}=0.72\text{毫米};\quad h=\frac{H}{n}=5.6\text{毫米}。$$

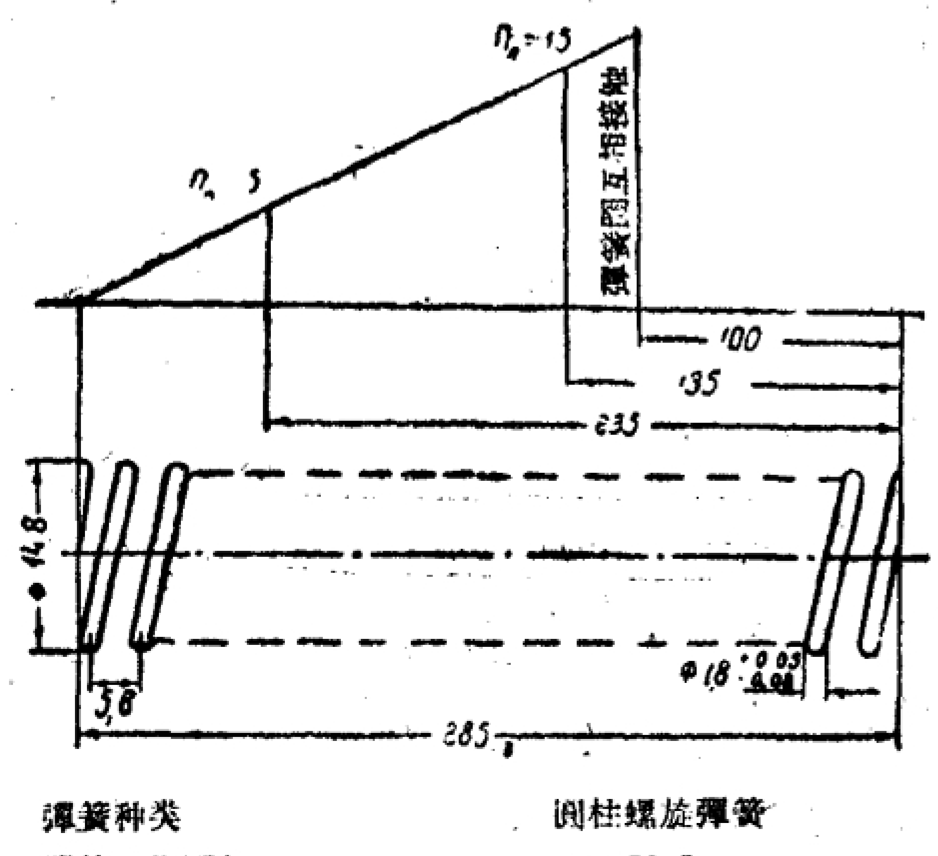
彈簧的計算結果如图390所示。

計算圓柱螺旋彈簧时，也可应用图算法。

图391上的算图有$\frac{f}{n}$；D；d；Π_λ等四个标尺，并且d和$\frac{f}{n}$的分划是对两个容許应力值$\tau_d=R_s=90$公斤/毫米²，$\tau_d=R_s=85$公斤/毫米²計算出来的。利用此算图，在上述四个量中任意給定两个量，便可求出其余两个量。

例如，如果給定了彈簧的平均直徑为$D=13$毫米，彈簧最大压縮內力为$\Pi_\lambda=15$公斤，只要在算图中通过Π_λ和D这两个标尺上的給定点作一直綫，与$\frac{f}{n}$和d两标尺相交，其交点就将直接給出所求的数值。当$R_s=85$公斤/毫米²时，得$d=1.8$毫米，$\frac{f}{n}=3$，因而当$f_\lambda=150$毫米时可得$n=\frac{f_\lambda}{3}=50$圈。

由圓断面的金屬絲制成的圓柱螺旋彈簧在自动武器中应用很广。这种彈簧經常用作复进簧和击針簧。



彈簧种类	圆柱螺旋彈簧
彈簧工作圈数	$n=50.5$
总圈数	$n_n=52$
最大剪应力	$R_s=85$公斤/毫米^2
抗切彈性系数	$G=8400$公斤/毫米^2
彈簧套管外徑(压縮至Π_λ时)	$D_r=15$毫米
彈簧鋼絲长	$L=2150$毫米

图390 彈簧計算結果。

自动武器的緩冲簧一般都是方形断面和矩形断面的圓柱螺旋彈簧。

簧圈的断面为方形或矩形的圓柱螺旋彈簧，在工作能力相同的条件下，其重量要比圓形断面的圓柱彈簧为大（大60～90%）。但是当整个彈簧的外廓尺寸不变时，这种彈簧能承受更大的負荷。这一点可以从Π_λ的公式中看出（当 $d=a$ 时，簧圈的断面为方形的彈簧，比圓形断面的彈簧能多承受6%的負荷）。

3 多股圓柱螺旋彈簧

为了提高复进簧的寿命，常用鋼绳去做复进簧，这种鋼绳是由几根鋼絲繞成的(图392)。这种彈簧的压縮图如图393所示。从

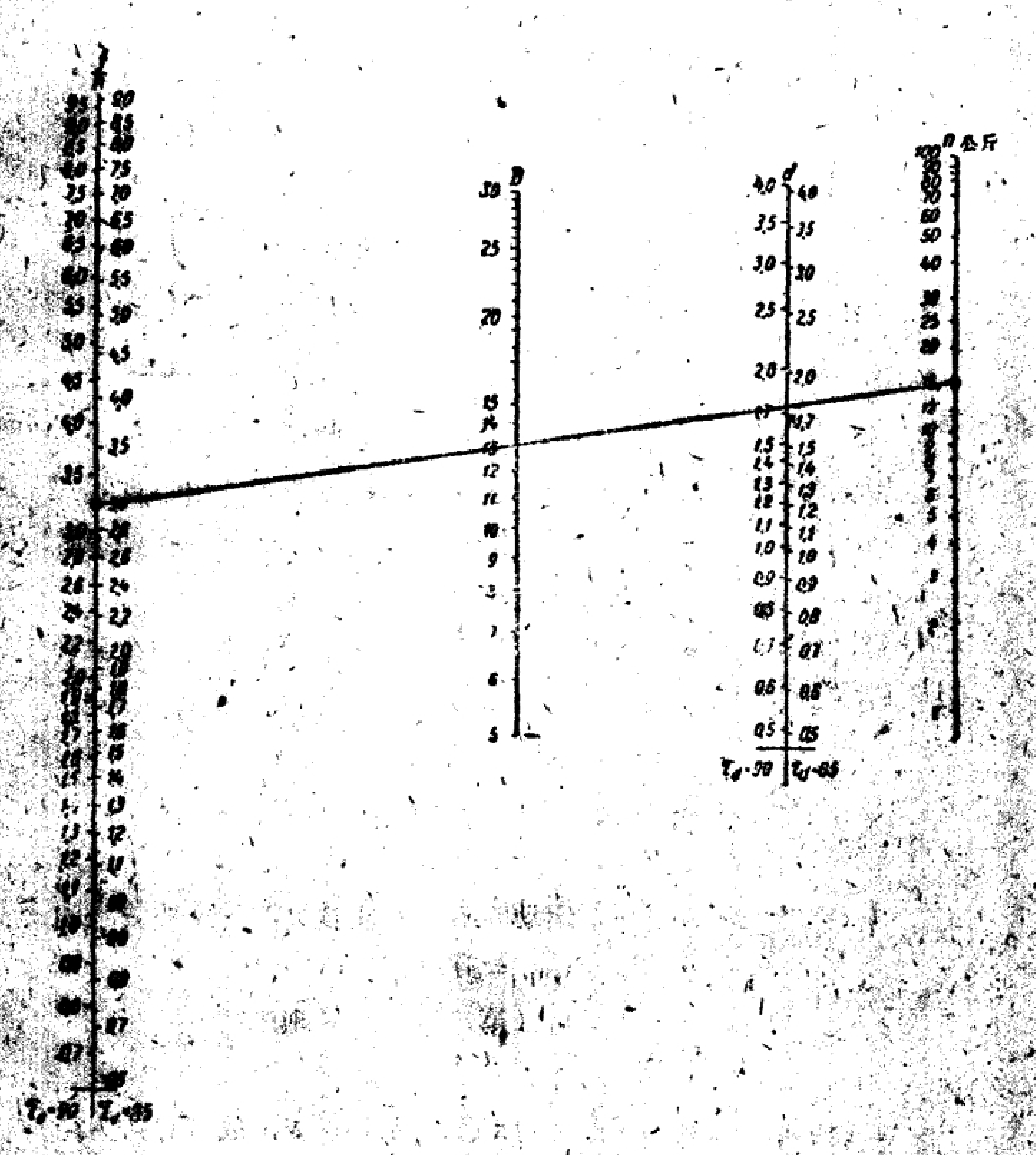
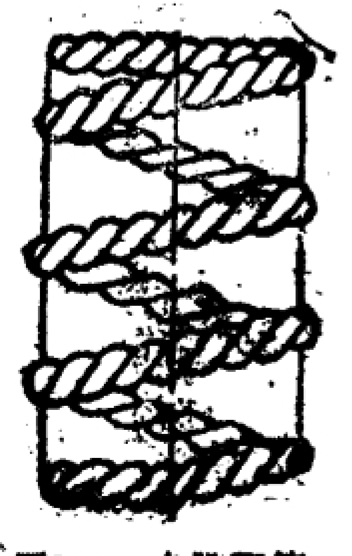


图391 弹簧的算图。

圖可以看出，弹簧压縮力与压縮量的关系为一折綫。在多股弹簧的第一个压縮段上，弹簧各股沒有紧貼在一起；經过一段压縮以后，各股才互相紧貼，这时弹簧的刚度将驟然增加。

在自动武器中，装配好的弹簧通常都有一定的預压。因此，这些弹簧仅在压縮圖解的第二段上进行工作，而且压縮力P和压縮量f之間成綫性关系。





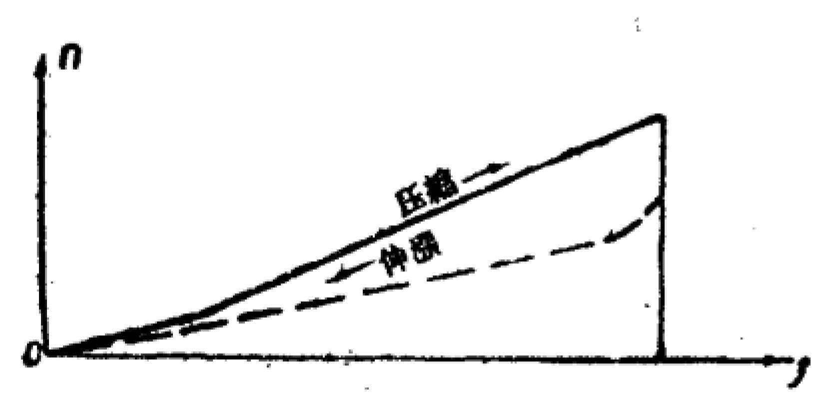


图392　多股彈簧。　　　图393　多股彈簧的压縮。

多股彈簧最大的特点是要消耗很多的机械能量，用以克服彈簧变形时各股之間的摩擦力所作的功。因此，多股彈簧在伸張时所作的功A_p要比它在压縮时所吸收的功A_c小得多。

这两个功的比值主要取决于彈簧的股数、彈簧剛度和在彈簧作用下运动的零件的质量。对于多股复进簧来讲，可以近似地取：

$$\frac{A_p}{A_c}=0.25M_{np}^{0.14i}\eta^{0.22},$$

式中　A_p——多股彈簧伸張时所作的功；

A_c——压縮多股彈簧时所消耗的功；

M_{np}——在彈簧作用下运动的零件的质量M与彈簧质量m的換算值之和$\left(M_{np}=M+\frac{1}{3}m\right)$；

η——彈簧各股紧貼后（第二段上）的剛度；

i——彈簧股数。

因为彈簧在压縮和伸張时的工作行程λ不变，故可以认为功$\frac{A_p}{A_c}$之比等于压縮力$\frac{\Pi_p}{\Pi_c}$和剛度$\frac{\eta_p}{\eta_c}$之比。

$$\frac{A_p}{A_c}=\frac{\eta_p}{\eta_c}=\frac{\Pi_p}{\Pi_c}=0.25M_{np}^{0.14i}\eta^{0.22}。$$

利用此公式，根据多股彈簧在压縮时所需加上的力Π_c，便可以求出它在伸張时所能产生的力Π_p。

計算沒有中心股的多股彈簧时，将最大压縮力均分至彈簧的每一股上，同时考虑到彈簧各股之間所产生的摩擦力的影响，就可以用計算单股彈簧的公式来計算彈簧中每一股鋼絲的强度：

$$\frac{\Pi_{max}}{ki}=0.392\frac{d^3}{D}R_s, \quad f=\frac{8\Pi D^3 n}{Gikd^4},$$

式中 d——鋼绳中每股鋼絲的直徑；

D——彈簧平均直徑；

i——鋼绳中鋼絲的股数；

R_s——許用剪应力；

k——考慮彈簧各股之間摩擦力的影响的系数；

n——彈簧圈数；

G——抗切彈性系数。

如果利用前例的数据，当 $i=3$ 和 $k=1.2$时，可得，

$$d=\sqrt[3]{\frac{\Pi_\lambda D}{kiR_s 0.392}}=1.18\text{毫米}\approx1.2\text{毫米},$$

$$n=\frac{f_\lambda Gikd^4}{8\Pi D^3}=34。$$

可以看出，在这种情况下彈簧圈的数目比前例(单股彈簧)中所求的彈簧圈数要少得多。

4 稜柱形螺旋彈簧

計算由圓形断面的鋼絲（鋼絲直徑为 d）所繞成的稜柱形螺旋彈簧的公式列表如下：

彈簧形状	压縮量	彈簧最大压縮力
2a, 2c, 0	$f=\frac{27.2\Pi n}{Ed^4}\times[(a^3+c^3)+3.7ac(a+c)]$	$\Pi_{max}=\frac{\pi d^3}{32\sqrt{a^2+c^2}}R_s$
m, n, h, c, b, a, 0	$f=\frac{13.6\Pi n}{Ed^4}\times\{(m^3+n^3+c^3+b^3)+3.7[a^2(b+c)+h^2(m+n)]\}$	

这些公式中所含的力H垂直于图面（平行于彈簧軸），并作用在O点上。

R_z——許用拉伸应力（$R_z\approx 2R_s$）。

5　扭轉圓柱螺旋彈簧

計算扭轉圓柱螺旋彈簧的公式列于下表：

彈簧圈的横断面形状	最大容許力矩 $M_m=\frac{R_b W}{k}$ （公斤·毫米）	負荷为 M_m 时，彈簧兩端間的相对扭轉角 φ_m（弧度）
d　D	$M_m=\frac{\pi d^3 R_b}{32k}$	$\varphi_m=\frac{2lR_b}{kdE}$
d　D	$M_m=\frac{a^3 R_b}{6k}$	$\varphi_m=\frac{2lR_b}{kaE}$
b　a　D	$M_m=\frac{ab^2 R_b}{6k}$	$\varphi_m=\frac{2lR_b}{kbE}$

在此表中：

R_b——許用彎曲应力；

l——彈簧金屬絲长度；

k——系数，取决于彈簧平均直徑D与金屬直徑d之比值或

a 与 b 的尺寸（$k\approx1.1$）。

为了确定扭轉弹簧的簧圈数目，可利用等式 $l=\pi Dn$。

例：

給定：$D=10$毫米；$M_m=9$公斤·毫米；$\varphi_m=\frac{3}{4}\pi$；

$R_b=100$公斤/毫米^2

求由圓形断面的金屬絲繞成的弹簧的尺寸。

解：

1）利用公式

$M_m=\frac{\pi d^3R_b}{32k}$（当 $k=1.1$时），

求 d

$d=\sqrt[3]{\frac{32M_mk}{R_b\pi}}\approx1$ 毫米。



图394　蝸旋弹簧。

2）利用公式

$$\varphi_m=\frac{2lR_b}{kdE} \text{和} \ l=\pi Dn,$$

求 n（当 $E=2.1\cdot10^4$公斤/毫米^{2}时），

$$n=\frac{\varphi_m kdE}{2\pi DR_b}=87\text{圈}。$$

利用上述計算扭轉圓柱螺旋弹簧的公式，还可以計算蝸旋弹簧。按照这些公式計算蝸旋弹簧时，当 $n>4$ 时，可取

$$l=\pi nr \text{和} \ k=1,$$

式中 r 是弹簧蝸旋綫的最大半徑（图394）。

例：

假設弹簧为已知（$l=1000$毫米；$a=10$毫米；$b=1$毫米）。当$R_b=100$公斤/毫米^{2}时，試求M_m和φ_m。

$$M_m=\frac{ab^2R_b}{6}=16.7\text{公斤·厘米},$$

$$\varphi_m=\frac{2lR_b}{bE}=9.5\approx3\pi。$$

如果已知弹簧的最大半徑为 $r=50$毫米，则弹簧的圈数为：

$$n=\frac{l}{\pi r}\approx6.5\text{圈}$$

6 彈簧尺寸的公差

下表列出鋼絲的标准直徑和鋼絲直徑的尺寸公差（按照一級精度）：

金屬絲直徑(毫米)	公　差(毫米)
0.3；0.4；0.45；0.5；0.55	+0.02 −0.01
0.6；0.7；0.8；0.9	+0.03 −0.01
1.0；1.2	+0.03 −0.02
1.4；1.6；1.8	+0.04 −0.02
2.0；2.3；2.6；3.0	+0.05 −0.02
3.2；3.5；4.0；4.5	+0.07 −0.03
8.0；6.0	+0.08 −0.03

彈簧平均直徑的公差和未压縮时彈簧长度的公差均为±2%，彈簧圈数目的公差为±5%。

彈簧尺寸公差对彈簧的工作能力和工作时所产生的应力都有十分显著的影响。

为了評定圓断面的圓柱螺旋彈簧的公差对其工作能力的影响，可以利用計算彈簧功的公式进行：

$$A=\frac{\Pi_0+\Pi_\lambda}{2}\lambda,$$

式中　Π_0 和 Π_λ——彈簧預压内力和完全压縮时的工作内力；

$\lambda=f_\lambda-f_0$——彈簧工作行程。

对此表达式取对数幷进行微分后，得：

$$\frac{dA}{A}=\frac{d(\Pi_0+\Pi_\lambda)}{\Pi_0+\Pi_\lambda}+\frac{d\lambda}{\lambda},$$

或换成微增量，上式可写为：

$$\frac{\Delta A}{A}=\frac{\Delta(\Pi_0+\Pi_\lambda)}{\Pi_0+\Pi_\lambda}+\frac{\Delta\lambda}{\lambda}。$$

利用下列計算弹簧的公式

$$\Pi_0=\frac{Gd^4}{8D^3n}f_0\text{，}\quad \Pi_\lambda=\frac{Gd^4}{8D^3n}f_\lambda\text{，}$$

得

$$\Pi_0+\Pi_\lambda=\frac{Gd^4}{8D^3n}\ (f_0+f_\lambda)。$$

对此公式同样可以求得:

$$\frac{\Delta(\Pi_0+\Pi_\lambda)}{\Pi_0+\Pi_\lambda}=\frac{\Delta G}{G}+4\frac{\Delta d}{d}+\frac{\Delta(f_0+f_\lambda)}{f_0+f_\lambda}-3\frac{\Delta D}{D}-\frac{\Delta n}{n}。$$

弹簧工作行程 λ 不变时，压縮量f_0和f_λ的偏差量可以只根据弹簧高度H（自由状态时）的偏差量决定之。

由此得:
$$\Delta f_0=\Delta f_\lambda=\Delta H。$$

因此
$$\frac{\Delta(f_0+f_\lambda)}{f_0+f_\lambda}=\frac{\Delta H}{H}\cdot\frac{2H}{f_0+f_\lambda}。$$

考虑到名义尺寸偏差量的符号时，求弹簧功的相对变化的公式，最后可写成如下形式:

$$\pm\frac{\Delta A}{A}=\frac{\pm\Delta G}{G}+4\frac{\pm\Delta d}{d}+\frac{\pm\Delta H}{H}\ \frac{2H}{f_0+f_\lambda}-3\frac{\mp\Delta D}{D}-\frac{\mp\Delta n}{n}。$$

根据这个公式計算上偏差$\frac{+\Delta A}{A}$时，式中各項均应取上面的符号；反之，在計算下偏差$\frac{-\Delta A}{A}$时，应取下面的符号。

例如，設已知下列数据:

$d=1^{+0.03}_{-0.02}$； $D=5_{-0.1}$； $H=40_{-0.5}$； $n=16^{+1}$； $\lambda=20$；

$f_0=10$； $f_\lambda=30$； $G=$常量；

試求弹簧工作能力的极限可能相对偏差。

上偏差

$$\frac{+\Delta A}{A}=4\frac{+\Delta d}{d}-3\frac{-\Delta D}{D}\text{，}$$

$$\frac{+\Delta A}{A}=4\times0.03+3\times\frac{0.1}{5}=0.18。$$

下偏差

$$\frac{-\Delta A}{A}=+4\frac{-\Delta d}{d}+\frac{-\Delta H}{H}\cdot\frac{2H}{f_0+f_\lambda}-\frac{+\Delta n}{n}\text{，}$$

$$\frac{-\Delta A}{A}=-4\times0.02-\frac{0.5}{40}\times\frac{80}{40}-\frac{1}{16}=-0.168。$$

評价所求得的結果时，必須考慮到所得的是弹簧工作能力的

极限偏差。实际上可以預料，这些偏差是非常小的。

7 片状弹簧

計算片状弹簧时可以利用弯曲理論公式。

从材料力学中知道，对于一端固定的变断面（寬度变化）扁平梁来說（图 395），其撓度 f 和最大負荷 Π_m 的关系可用下式表示之：

$$f=\frac{12\Pi L^3}{Eh^3a}N,\quad \Pi_m=\frac{ah^2}{6L}R_b,$$

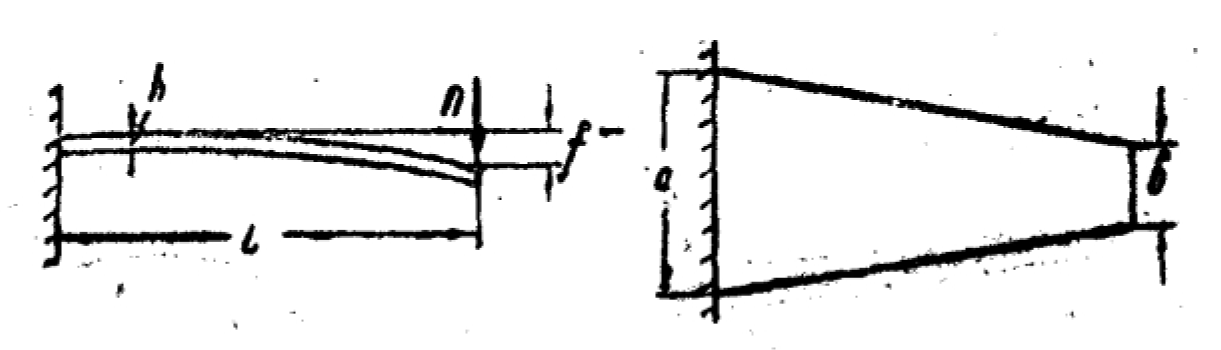


图395 寬度变化的悬臂梁的弯曲。

式中 $L; h; a$——弹簧尺寸(图395)；

E——弹性系数；

R_b——許用弯曲应力；

N——决定于比值 $\frac{b}{a}$ 的系数，其值如下表所示：

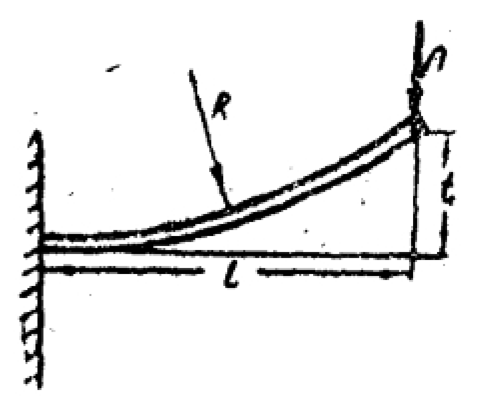


图396 曲綫梁的弯曲。

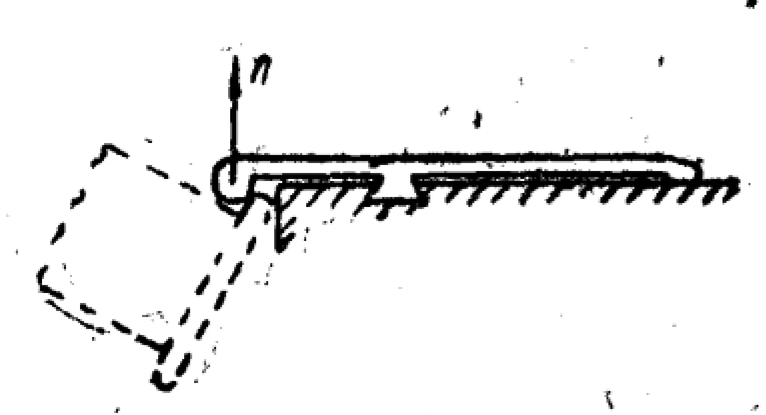


图397 抓壳鉤受力图。

$\frac{b}{a}$	0	0.1	0.2	0.333	0.5	0.8	1.0
N	0.5	0.463	0.438	0.417	0.386	0.340	0.333

如果片状弹簧的寬度不变$\left(\frac{b}{d}=1\right)$，則$N=\frac{1}{3}$；而

$$f=\frac{4\Pi L^3}{Eh^3a},\quad \Pi_m=\frac{ah^3}{6L}R_b。$$

計算彎曲的片状弹簧时(图 396)，如果$\frac{L}{t}>2$，也可以应用这些公式。

計算抓亮鈎（图397)时，可以利用下表所列計算公式。

彈簧略图	載荷	撓曲量
	$\Pi=\frac{R_bW}{c}$	$f=\frac{\Pi}{EI}\frac{(l+c)c^2}{3}$
	$\Pi=\frac{R_bW}{c}$	$f=k_1\frac{\Pi}{EI}\frac{(l+c)^3}{3}$ $k_1=-\frac{3}{2}\frac{l}{l+c}+\frac{l^2}{2(l+c)^2}+1$

表中　W——断面系数；

　　　I——断面的轉动慣量。

8　复杂弹簧

計算复杂弹簧时，可以把弹簧分成几个独立的簡单部分，然后利用上述有关公式进行計算。

例如弹匣所用的复杂的片状弹簧(图398)，可以用图399所示的略图来代替。这个理想化的略图是由許多簡单单元組成的（图400)。对图400所示的每个簡单单元，都可用下列公式进行計算：

$$f=\frac{4\Pi L^3}{Eh^3a},\quad \Pi_m=\frac{ah^2}{6L}R_b。$$

因为弹簧上的每个支片都是由两个这样的单元組成的，所以对于有 n 个支片的弹簧来讲，

$$f_n=\frac{8\Pi L^3n}{Eh^3a}。$$

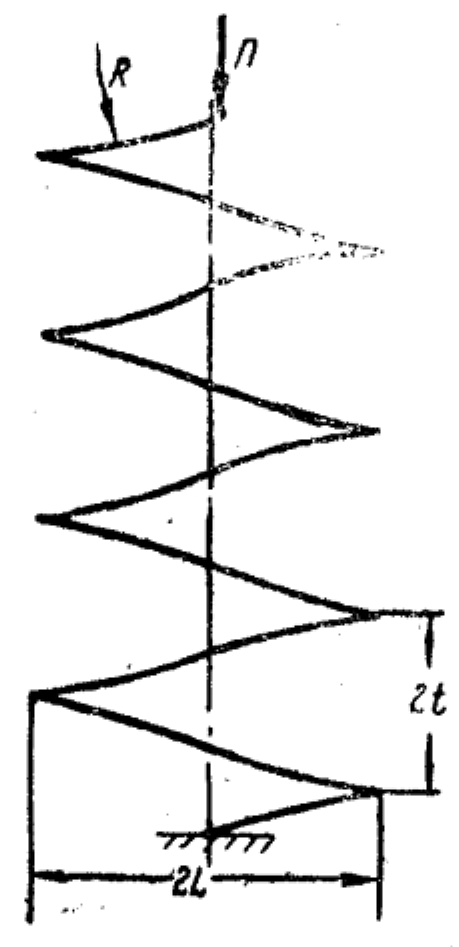


图398 彈匣用的复杂片狀彈簧

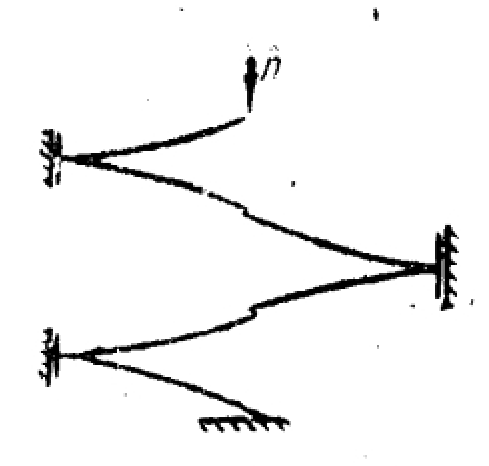


图399 复杂片狀彈簧的理想化略图。

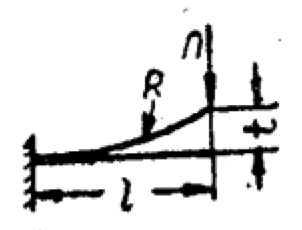


图400 复杂片狀彈簧的組成单元。

設計这类彈簧时，通常要确定簧片的厚度 h 和支片的数目 n。例如，如果已知 $f_{n\lambda}=100$毫米；$\Pi_\lambda=3$公斤；$h=1$毫米；$a=1$厘米；$R_b=100$公斤/毫米^2；$L=50$毫米。

則
$$h=\sqrt{\frac{6\Pi L}{aR_b}}\approx 1\text{ 毫米},$$
$$n=\frac{f_{n\lambda}Eh^3a}{8\Pi L^3}\approx 7\text{ 片}。$$

图 401 是一个圓断面的复杂彈簧。这种彈簧常用在发射机构中。

这种彈簧的基本部分是在扭轉狀态下工作的，其伸出支杆則在弯曲狀态下工作。

这种彈簧的容許負荷可以用下述公式求出。

$$\Pi_m=R_b\frac{\pi d^3}{32\,l},$$

式中 d——彈簧金屬絲的直徑；

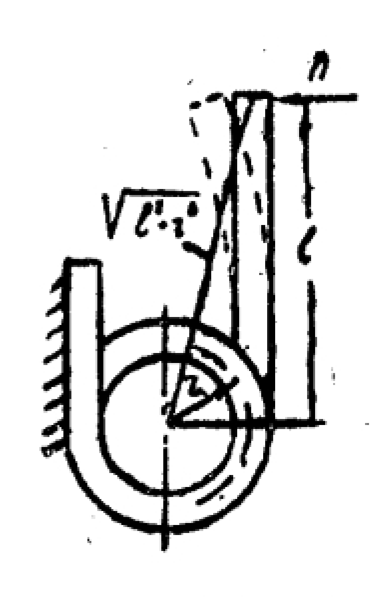


图401 复杂彈簧。

R_b——許用弯曲应力。

支杆 l 部分的撓度为:

$$f = \frac{Pl^3}{3EI}，式中 I = \frac{\pi d^4}{32}。$$

彈簧螺旋部分的扭轉角为:

$$\varphi = \frac{ML}{EI},$$

式中 L——彈簧螺旋部分的金屬絲长度。

彈簧螺旋部分扭轉时，支杆末端的位移为:

$$f_\varphi = \sqrt{l^2 + r^2} \cdot \varphi。$$

支杆末端的总位移为

$$f_t = f + f_\varphi。$$

9 环状彈簧

环状彈簧由內鋼环和外鋼环組成，內外鋼环用錐形表面相互叠合起来(图402)。

由于軸向負荷的作用，在各环的錐形接触表面上将产生很大的压力，在这种压力的作用下，外环将被脹大而內环被压縮。这时，內环就向外环內部移动。因此，由一套鋼环組成的整个彈簧，在受压时其长度必然縮短。

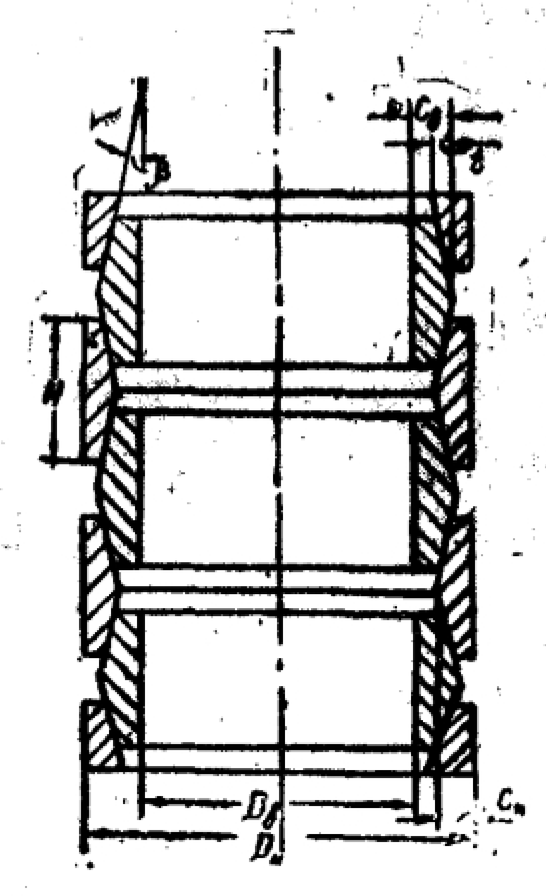


图402 环状彈簧。

在这样的彈簧中，各环的錐角 β 做得比摩擦角大些。因此，当減去彈簧上的負荷时，各环內部的彈性力能克服各环表面間的摩阻力而使其恢复原来尺寸。

环状彈簧变形时，外負荷为各环的彈性力和摩擦力所平衡。因为这种彈簧在压縮和伸張时要改变摩擦力的方向，所以外負荷的大小也将发生很大的变化。

图403表示彈簧压縮和伸張时彈簧所受外負荷隨彈簧压縮量而变化的关系。

环狀彈簧受負荷时，外力Π与压縮量几乎成綫性函数增长。減去环狀彈簧上的負荷时，負荷的減小最初不会引起压縮量的变化。在此期間內，彈簧圈內的彈力和各环的錐形表面之間的摩擦力相平衡。当外負荷继續減小时，彈簧內的彈力开始克服摩擦力，彈簧开始恢复自已原来的尺寸。

图OAB的面积（图403）表示轉变为热能的摩擦功。也表示彈簧变形时的机械能量总損失。根据彈簧錐形表面的狀态不同，环狀彈簧变形时将損失60～70%的机械能

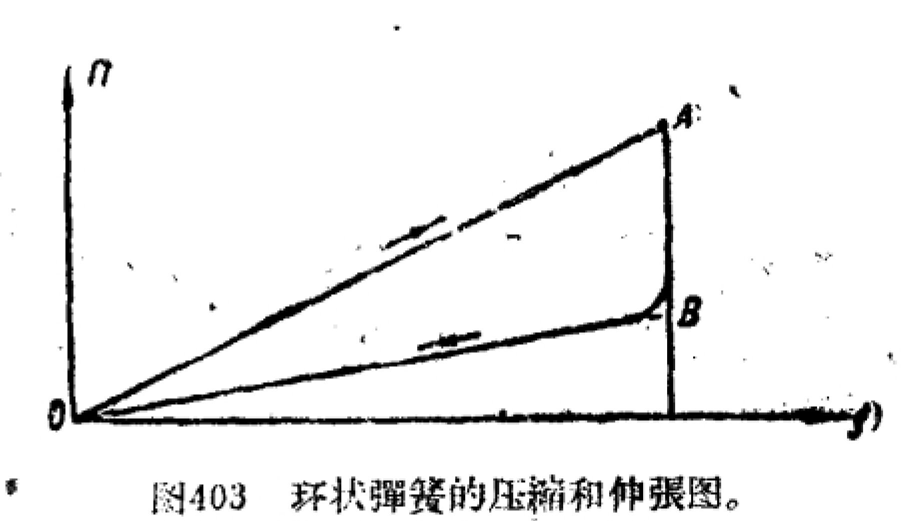


图403　环狀彈簧的压縮和伸張图。

由于环狀彈簧的緩冲能力很高，在需要大量吸收机械能量而不反回給自动机的武器上，常用它做緩冲簧。在自动武器中，有时把环狀彈簧与摩擦緩冲器配合起来使用。这种緩冲器由一些內环和开口外环組成。由于这些开口环的作用，在这开口环的圓柱表面和彈簧套筒的圓柱表面之間将产生很大的摩擦力。

环狀彈簧的工作能力可以用下一比例关系表示：

$$\frac{A_p}{A_c},$$

式中　A_c和A_p表示在压縮量为f时，外力Π在压縮时（A_c）和伸張时（A_p）所作的功。

表示环狀彈簧工作能力的比值$\frac{A_p}{A_c}$可以用鋼环的圓錐角和摩擦系数表示之。

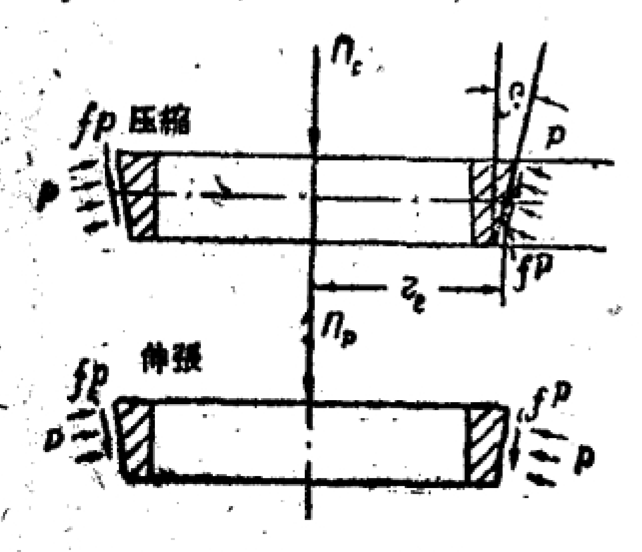


图404　弹簧压缩和伸张时每一半环上力的作用图。

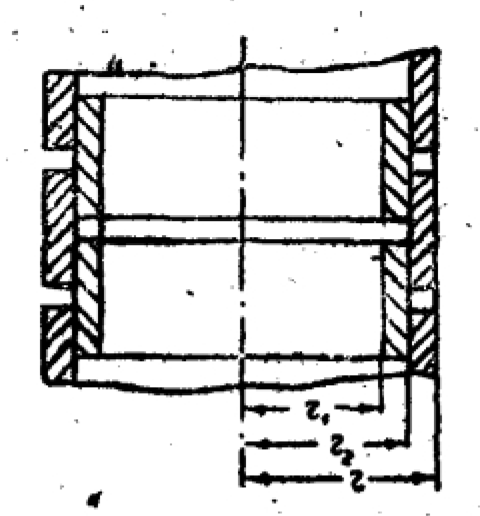


图405　理想化了的弹簧图。

在弹簧压缩和伸张时，每一半环（图404）的平衡条件式可写成如下形式：

$$\Pi_c = p(\sin\beta + f\cos\beta)F,$$

$$\Pi_p = p(\sin\beta - f\cos\beta)F,$$

式中　F——两个钢环的接触面积；

f——摩擦系数；

β——钢环的圆錐角；

p——錐形表面上的法向压力。

在弹簧压缩和伸张时，外力的功可以用下式表示：

$$A_c = \frac{1}{2}\Pi_c f,$$

$$A_p = \frac{1}{2}\Pi_p f。$$

因而，弹簧的工作能力可以写为：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\Pi_p}{\Pi_c}。$$

把求Π_p和Π_c的表达式代入上式，得：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\sin\beta - f\cos\beta}{\sin\beta + f\cos\beta}。$$

这一等式可以写为：

$$\frac{A_p}{A_c} = \frac{\mathrm{tg}\,\beta - f}{\mathrm{tg}\,\beta + f} = \frac{\sin(\beta - \varphi)}{\sin(\beta + \varphi)},$$

式中　φ 为摩擦角($\mathrm{tg}\varphi = f$)。

若取 $\beta = 15^{\circ}$ 和 $f = 0.1$，则

$$\frac{A_p}{A_c} = 0.46。$$

当　　$\beta = 15^{\circ}$，$f = 0.15$时，

$$\frac{A_p}{A_c} = 0.25。$$

平均（当 $f = 0.125$ 时）可取

$$\frac{A_p}{A_c} \approx \frac{1}{3}。$$

弹簧环的强度可用双层紧固圆管的图解計算法来計算。

因为弹簧环工作表面的錐度不大，故計算时可用理想化的略图（图 405）来代替弹簧的实际图形（图 402），即用相互紧紧套起来的一套圓柱形內环和外环来代替具有錐形工作面的弹簧环。

把作用在每个內半环的錐形表面（图 404）上的力投影到水平軸上，就可以求出在压縮弹簧时作用在外环內表面和內环外表面上的徑向作用力 p_2：

$$p_2 = p(\cos\beta - f\sin\beta)。$$

把 p 的表达式代入后，可得：

$$p_2 = \frac{\Pi_c(\cos\beta - f\sin\beta)}{(\sin\beta + f\cos\beta)F} = \frac{\Pi_c(1 - f\,\mathrm{tg}\,\beta)}{F(\mathrm{tg}\,\beta + f)}。$$

半环錐形表面的面积可表示为

$$F = \frac{2\pi r_2 b}{\cos\beta},$$

式中　r_2——內半环的平均外半徑；

b———一节半环的高度。

把 F 值代入 p_2 的表达式中，可得：

$$p_2 = \Pi_c \frac{1 - f\,\mathrm{tg}\,\beta}{(\mathrm{tg}\,\beta + f)2\pi b r_2}。$$

設計弹簧时，β、f、b 和 Π_c 等量都便于給定，于是 p_2 便可写为：

$$p_2 = c\frac{1}{r_2},$$

式中　$c = \frac{\Pi_c(1 - f\,\mathrm{tg}\,\beta)}{2\pi b(\mathrm{tg}\,\beta + f)}$，在計算时是一个常量。

利用上述 p_2 的表达式，采用計算双层紧固圓管的图解法，根据給定的外环外半徑 r_3，錐角 β，摩擦系数 f，半环高度 b，彈簧最大負荷 Π_c，外环許用应力 R_H 和内环許用应力 R_B，便可确定彈簧环的尺寸。

从紧固圓管理論中知道，对于承受紧固压力的双层圓管来讲，最大的应力乃是紧固圓管的內表面上产生的相当切向应力 $E\varepsilon_t$。

同时，徑向压力和相当切向应力在圓管上沿管壁厚度上的分布可以用下列公式表示：

$$p=\frac{c_2}{h}x-c_1,$$

$$\left|\frac{3}{4}E\varepsilon_t\right|=\frac{c_2}{h}x+\frac{c_1}{2},$$

式中 c_1 和 c_2——取决于每个圓管的內半徑和外半徑及作用于圓管上的內压力和外压力的常量；

h——决定图解比例尺的任一常数；

x——由半徑决定的变量$\left(x=\frac{h}{r^2}\right)$；

E——彈性系数；

ε_t——相对切向变形。

图 406 所示的图解表明在（а）仅仅承受內压力的圓管和（б）仅仅承受外压力的圓管中 $E\varepsilon_t$ 和 p 随 x 函数的变化关系。

图 407 上的图解表示彈簧內环和外环中徑向压力和相当切向应力随 x 变化的情形。

在此图解中所用符号的意义为：

$E\varepsilon_{tH}$——彈簧外环的相当切向应力；

$E\varepsilon_{tB}$——彈簧內环的相当切向应力。

$$x_1=\frac{h}{r_1^2};\quad x_2=\frac{h}{r_2^2};\quad x_3=\frac{h}{r_3^2},$$

式中 r_1；r_2；r_3 为图 405 上所示的半徑。

当校核現有彈簧的强度时，已知半徑 r_1、r_2 和 r_3，即应根据已給定的 β、f、b 和 Π_c 各量求出 p_2，并在求出 x_1、x_2 和 x_3 之后，繪制如图 407 所示的图解。作此图解时，应先按比例尺 α_x $\left(\alpha_x=\frac{1}{h}\right)$

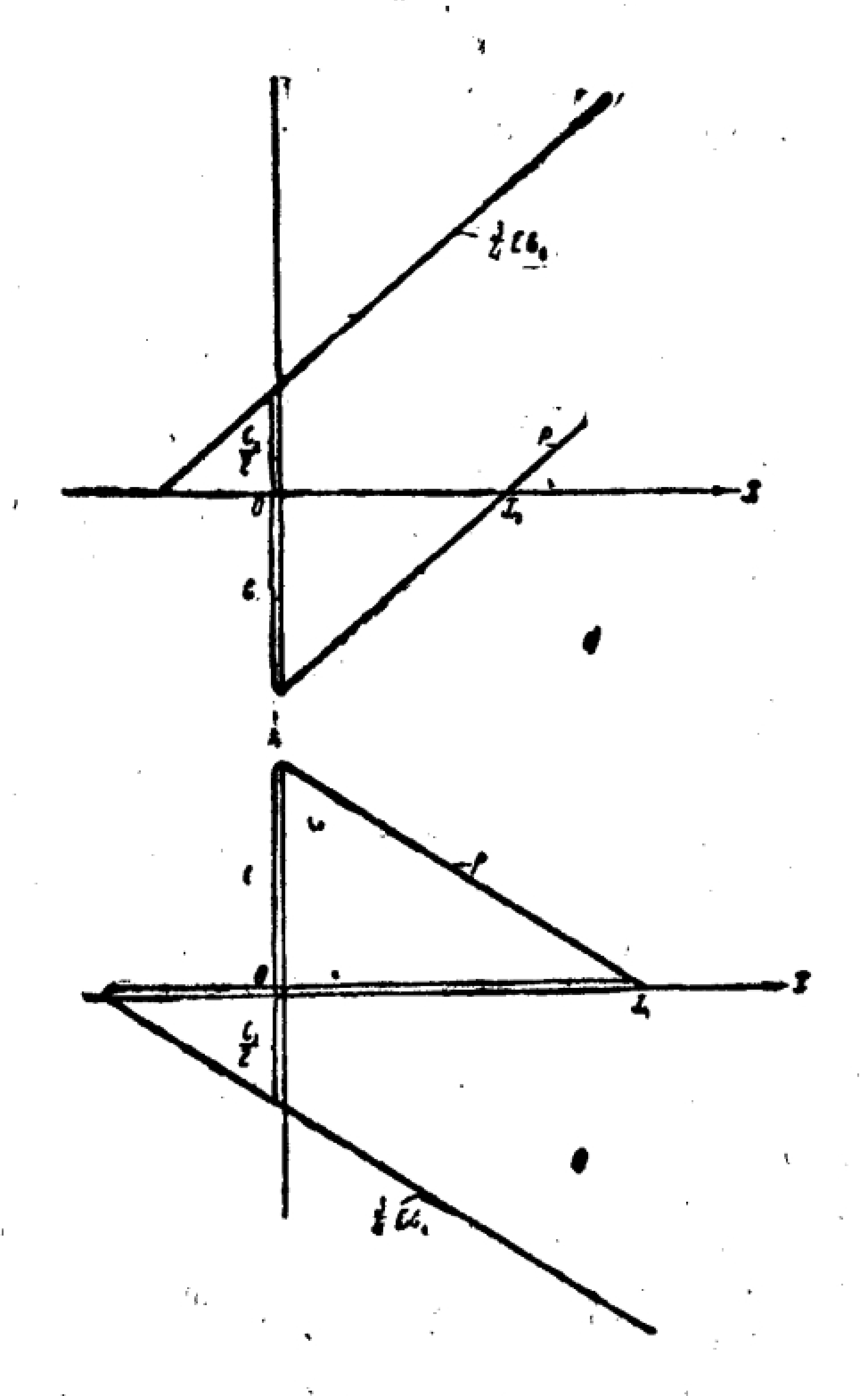


图406 内管和外管中$\frac{3}{4}E\varepsilon_t=f(x)$和$p=f(x)$的图解:
(a)对外管; (б)对内管。

标出x_1; x_2及x_3等量，然后按比例尺α_p标出p_2量，并作压力綫dc和be，自座标原点起向下截取綫段$Og=\frac{1}{2}Oc$，向上截取綫段$Of=\frac{1}{2}Oe$，自g和f两点引直綫gl和fa分别平行于直綫dc和be。这时，綫段ak和dl将分别按比例α_p给出$\frac{3}{4}E\varepsilon_{tH}$和$\frac{3}{4}E\varepsilon_{tB}$的数值。利用这两个量就容易得到外环内表面上的最大相当切向应力($E\varepsilon_{tH}$)和内环内表面上的最大相当切向应力($E\varepsilon_{tB}$)。

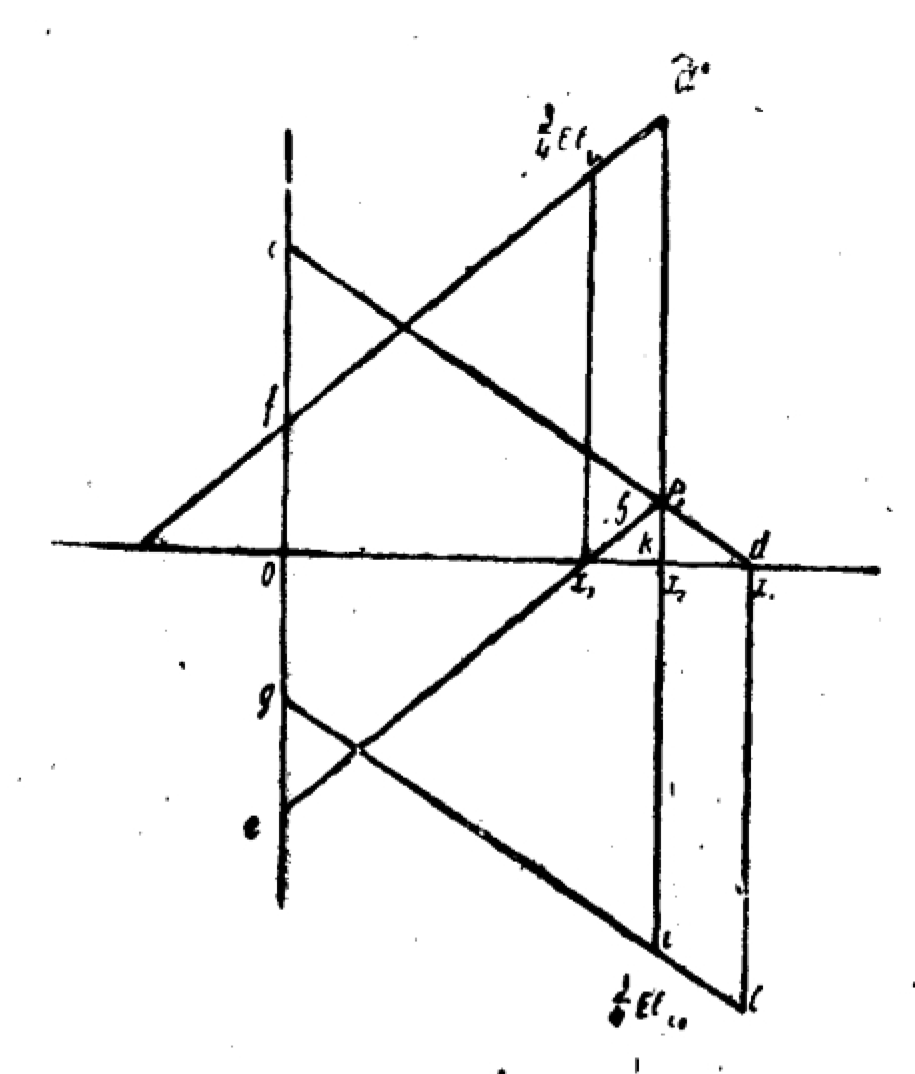


图407　外管和內管中$\frac{3}{4}E\varepsilon_t=f(x)$及$p=f(x)$的变化图解。

把这些应力与許用应力对比一下，便可估計环状彈簧的强度。

設計环状彈簧时，計算要稍复杂一些，因为在这种情况下，通常要根据已給定的內环許用应力R_B、外环許用应力R_H和給定的外环外半徑来确定彈簧环的另外两个半徑r_1和r_2。

为了解决这样的問題，須給出β；f；Π_c和b等量，并利用公式

$$p_2=c\frac{1}{r_2}=c\sqrt{\frac{x}{h}}$$

作出$p_2=f(x)$曲綫。作图时截取p_2的比例尺为α_p。在这个图上（图408）須按比例尺α_p在纵座标軸上截取綫段Oc和Os分别表示

$$\frac{1}{2}E\varepsilon_{tB}=\frac{1}{2}R_B 和 \frac{3}{4}E\varepsilon_{tH}=\frac{3}{4}R_H。$$

并过s点作一水平直綫；在横座标軸上按比例尺α_f截取一个表

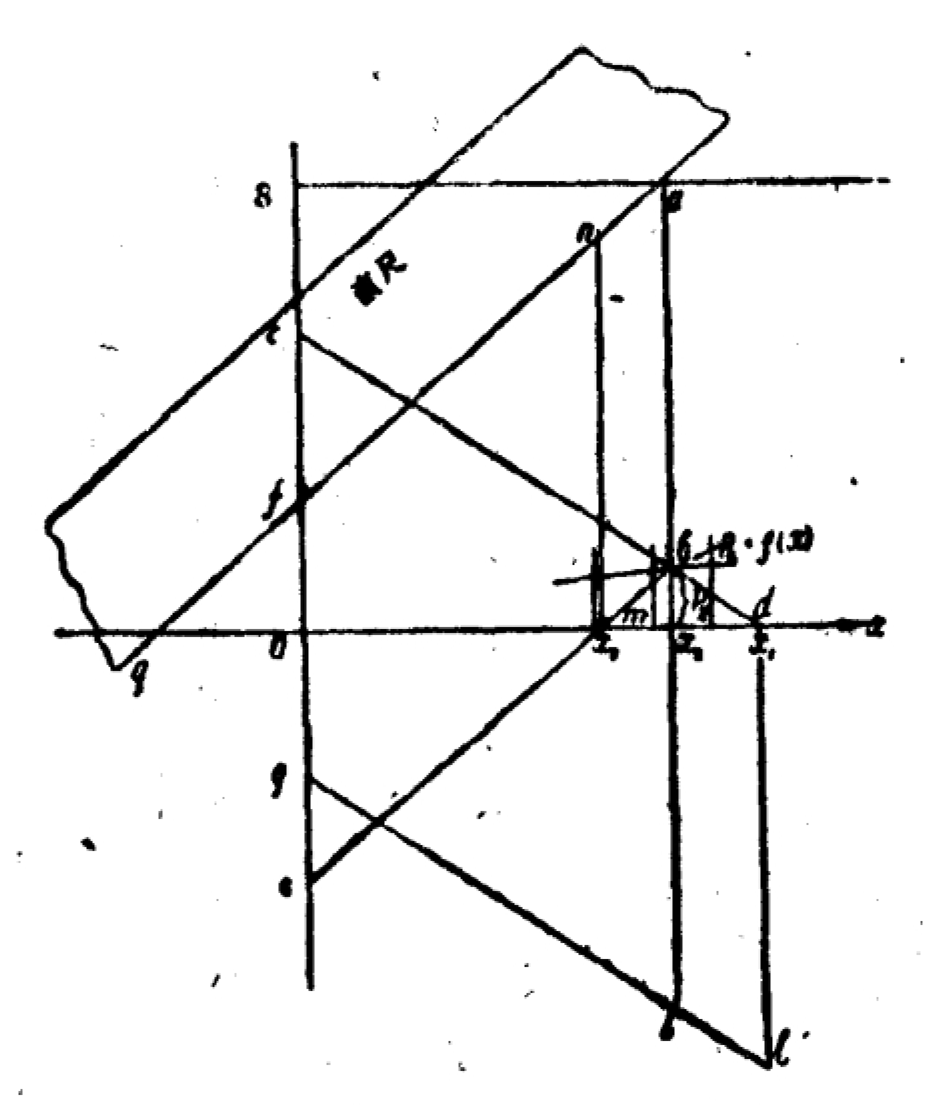


图408　决定环状彈簧尺寸的图解法。

示 x_3 的綫段 Om，过 m 点作一垂直綫；由座标原点 O 向左截取綫段 $Oq=\frac{Om}{2}$；然后，取一直尺放在图上，使之繞 q 点回轉直至 ab 和 mn 两綫段相等为止，这时将綫段 ab 延长，使之与横座标軸相交，此交点在横座标軸上給出表示 x_2 的綫段的端点，其比例尺为 α_x。

从上述作图过程可以看出，如果直綫 af 表示彈簧外环中 $\frac{3}{4}E\varepsilon_{tH}$ 的变化情况，則直綫 bm 将表示此外环上的輻向压力的变化情况。因此，在这样求出 p_2 和 x_2 时，外环內表面上的应力将等于給定的应力，即 $E\varepsilon_{tH}=R_H$。

现在須要求出决定內环內半徑的 x_1。为此目的，須用直綫将 b 点与 c 点連接起来，并延长此直綫使之与横座标軸相交于 d 点。显然，这样求得的 d 点就是綫段 x_1 的終点。

用这种方法求出 x_1 和 x_2 以后，需用下列公式求 r_1 和 r_2:

$$r_1=\sqrt{\frac{h}{x_1}};\quad r_2=\sqrt{\frac{h}{x_2}},$$

式中

$$h=\frac{1}{\mu_x}。$$

确定彈簧环的其他尺寸时，通常可以利用下列公式：

一个环的高度为：

$$H=D_{H}\left(\frac{1}{6}\sim\frac{1}{5}\right)。$$

彈簧环末端的傾斜度为：

$$t=b\,\mathrm{tg}\beta。$$

彈簧环的厚度为

$$c_{B}=c_{H}=\frac{D_{H}-D_{B}}{4}+\frac{t}{2}。$$

当构成彈簧两个端面的鋼环只有一个方向的錐面时（見图402），彈簧在自由状态时的总长度为：

$$L=\frac{n-1}{2}(H+\delta)+f_m,$$

式中　n——彈簧中鋼环的总数；

δ——彈簧在压縮状态下，相邻两外环或相邻两內环之間的間隙，（$\delta>0.1$毫米）。

必要的环数 n 决定于整个彈簧的給定压縮量 f_m，其关系为：

$$f_m=\Delta f\ (n-1),$$

式中　Δf——每对相邻的半环之間的压縮量；

n——彈簧环数。

从上式可得：

$$n=\frac{f_m}{\Delta f}+1。$$

Δf 量可表示如下：

$$\Delta f=\frac{\delta r_{2B}+\delta r_{2H}}{\mathrm{tg}\,\beta}$$

或

$$\Delta f=\frac{r_2}{\mathrm{tg}\,\beta}\left(\frac{\delta r_{2B}}{r_2}+\frac{\delta r_{2H}}{r_2}\right)。$$

括弧內的量，各为內环外表面的相对切向变形的絕对值

$$|\varepsilon_{t2B}| = \frac{\delta r_{2B}}{r_3},$$

和外环內表面的相对切綫变形的絕对值

$$|\varepsilon_{t2H}| = \frac{\delta r_{2H}}{r_2}。$$

因而
$$\Delta f = \frac{r_2}{\operatorname{tg}\beta}(|\varepsilon_{t2B}| + |\varepsilon_{t2H}|)。$$

上式中括弧內的数值，易于用图解法求出。图 408 上的綫段 ai 将为:

$$(ai)\alpha_p = \frac{3}{4}E(|\varepsilon_{t2H}| + |\varepsilon_{t2B}|),$$

式中 α_p 为比例尺。

因而

$$(|\varepsilon_{t2H}| + |\varepsilon_{t2B}|) = \frac{4(ai)\alpha_p}{3E}。$$

环状緩冲簧計算举例

已知:

$\Pi_c = 2000$公斤——最大軸向力;

$A_c = 10$公斤·米——压縮时彈簧的工作能力;

$r_3 = 28$毫米——彈簧外半徑;

給定:

$R_t = R_B = R_H = 100$公斤/毫米^2——許用应力;

$f = 0.15$——摩擦系数;

$H = 2b = 6$毫米——一个彈簧环的高度;

$\beta = 16°$——圓錐角;

試求彈簧环的尺寸 r_1 和 r_2。

解:

1. 給定比例尺

$$\alpha_s = 2.5 \cdot 10^{-5} \frac{1}{毫米^2 \cdot 毫米},$$

$$\alpha_p = 1 \frac{公斤}{毫米^2 \cdot 毫米}。$$

2. 求 h 和x_3

$$h=\frac{1}{\alpha_x}=40000\text{毫米}^2\cdot\text{毫米},$$

$$x_3=\frac{h}{r_3^2}=\frac{40000}{28^2}=51.5\text{毫米}。$$

3. 求常量 c

$$c=\frac{\Pi c(1-f\,\mathrm{tg}\,\beta)}{2\pi b(\mathrm{tg}\,\beta+f)}=232\text{公斤}/\text{毫米}。$$

4. 利用公式

$$p_2=c\frac{1}{r^2}=c\sqrt{\frac{x}{h}}$$

求出关系式$p_2=f(x)$。

x（毫米）	50	60	70
p_2(公斤)	8.2	9.0	9.7

5. 用图解法（图408）求出x_1和x_2

$$x_2=63\text{毫米},\ x_1=78.5\text{毫米}。$$

6 求半徑 r_1 和 r_2

$$r_1=\sqrt{\frac{h}{x_1}}=22.6\text{毫米},$$

$$r_2=\sqrt{\frac{h}{x_2}}=25.2\text{毫米}。$$

7. 根据图解（图408）量出綫段 $ai=140$。

8. 确定相对切向变形之和（当$E=2.1\cdot10^4$公斤/毫米^{2}时），

$$|\varepsilon_{t2B}|+|\varepsilon_{t2H}|=\frac{4(ai)\alpha_p}{3E}=0.0089。$$

9. 确定每对相邻的半环的軸向变形

$$\Delta f=\frac{r_2}{\mathrm{tg}\,\beta}\ (|\varepsilon_{t2B}|+|\varepsilon_{t2H}|)\ =0.88\text{毫米}。$$

10. 整个彈簧的軸向变形可由下式求出

$$A=\frac{\Pi c f_m}{2},$$

由此可得:

$$f_m=\frac{2A}{\Pi c}=0.01\text{米},\ f_m=10\text{毫米}。$$

11. 确定弹簧环的数目

$$n=\frac{f_m}{\Delta f}+1=12.4\approx 13\text{ 个。}$$

12. 弹簧的总高度（当δ=0.1毫米时）为：

$$L=\frac{n-1}{2}\ (H+\delta)+f_m=46\text{ 毫米。}$$

第六章　火炮半自动机計算和設計特点

§1　火炮半自动机的主要机构

火炮半自动机是一些机构的組合，用以自动地完成一系列的动作，使火炮重新装填并保証击发发射机构能进行工作。

在現代火炮中采用半自动机的目的是为了提高射速。半自动机在大、中口徑的高射炮中应用特別广泛。

卡板式半自动机应用最广，其原理图示于图409。其机构动作包括下列各項：

炮管（1）复进时，卡板曲柄（2）与卡板（3）接触并繞其軸回轉。这时，曲臂（4）和与卡板曲柄成硬性連接的关門彈簧曲柄（5）也一同轉动。

曲臂轉动时，最初要完成一个自由行程，并借撥动子（6）的轉动使击針簧待机；然后，曲臂才开始作用在楔式炮門上，使之逐漸开鎖。这时，曲柄（5）使关門彈簧压縮，关門彈簧是装在两个套在一起的圓筒內的，其中一个圓筒（7）用鉸鏈与曲柄（5）相联接，另一个圓筒（8）用鉸鏈与炮管相联接。彈膛完全打开后，門体以其突起部撞击抽筒子（9）上的短臂，使之繞其軸轉动，并以其長臂将药筒从膛內抽出。为了保証可靠地抽出药筒，通常做有两个抽筒子，对称地装置在彈膛的两侧。

药筒抛出后，炮門被抽筒子長臂上的鈎爪固定在开鎖位置上，直至装填时（炮管完全复进后）药筒底緣将抽筒子的長臂推开时为止。

被解脫的炮門在关門彈簧的作用下移动，直至炮膛完全关閉时为止。

发射后，炮管后退时，卡板可在水平面內繞垂直軸回轉，不

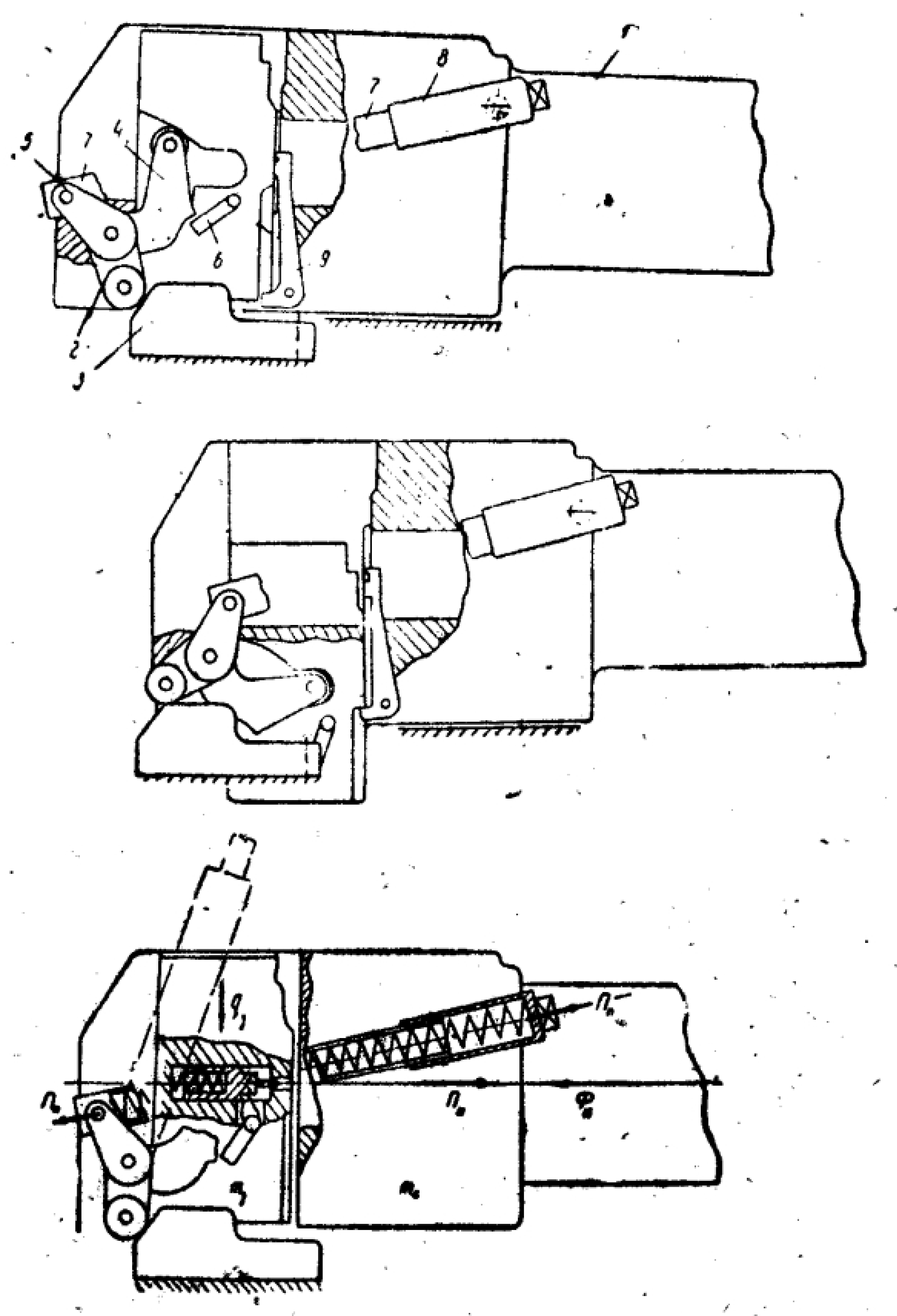


图409　卡板式半自动机的工作原理图。

致妨碍曲柄同炮管的后座运动。

这样一来，半自动机工作时，为了进行下一次的发射，需要把炮弹送到弹膛内并放开击針使之击发。所有其余的动作，即重新装填所必需的动作和保証击发发射机构进行工作的动作，都是

利用后座部分的动能自动进行的。

設計卡板式半自动机时，必須特别注意分析开閉炮門的机构的工作和抽筒机构的工作。击发发射机构的計算可以仅就各零件的相互作用作簡单的运动分析，并計算一下击針簧，以保証它能給击針以足够击发底火的动能即可。

下面我們要叙述一下如何研究半自动机中各个构件的运动，以便确定各机构工作的可靠性。

半自动机中各机构的主要特点之一，是它們在工作时，許多构件都和炮管产生相对运动。这就要求我們确定各机构相对于炮管的运动特征量。

半自动机中各机构的第二个主要特点，是根据結构形式的不同，这些机构的工作可以是平稳（无撞击）的，或者在工作时主要构件要发生撞击。因此，对各机构的平稳工作和有撞击的工作必須分别研究。因为求运动諸元的計算公式和研究方法在这两种情况下都各不相同。

§2 作用平稳的半自动机的运动微分方程式

分析一下图 410 上的原理图，就可以写出卡板式半自动机中各机构的运动微分方程式。在此略图中，A、B 两构件之間具有相对于定向构件 C 的运动約束，A、B 两构件都沿一定的导軌作平移直綫运动。A、B 两构件相对于构件 C 的运动方向，由角 α 和 β 决定之。

开門机构（图 411）和抽筒机构（图 412），在某些假設的条件下，都可以簡化为图 410 所示的略图。图 413 和图 414 就是这些机构的原理图（在开門机构中，$\alpha=\pi$，$\beta=-\frac{\pi}{2}$，在抽壳机构中 $\alpha=\frac{\pi}{2}$，$\beta=\pi$）。

在第一种情况中，构件 A 是炮架，构件 C 是炮管，构件 B 是炮門。

在第二种情况中，构件 A 是炮門，构件 C 是炮管，构件 B 是

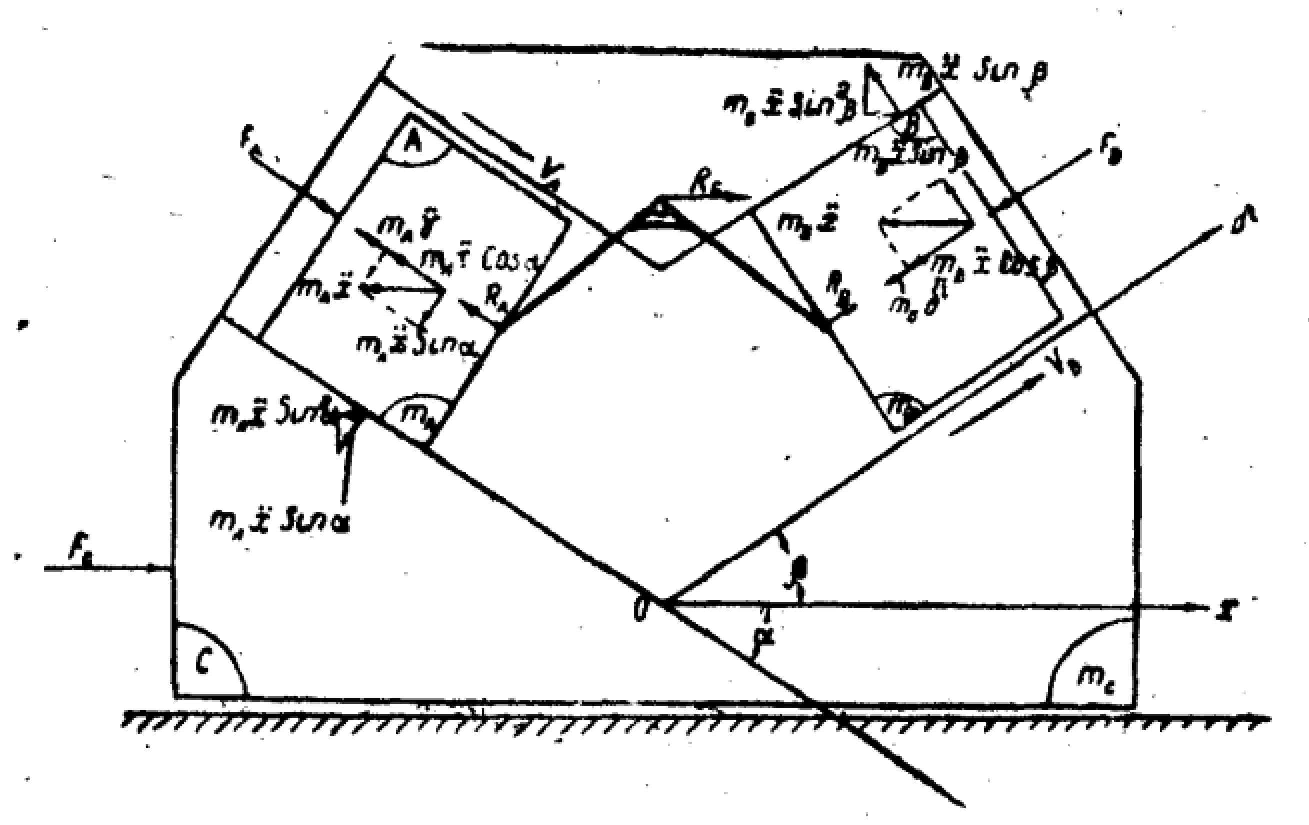


图410 半自动机中各机构的工作略图。

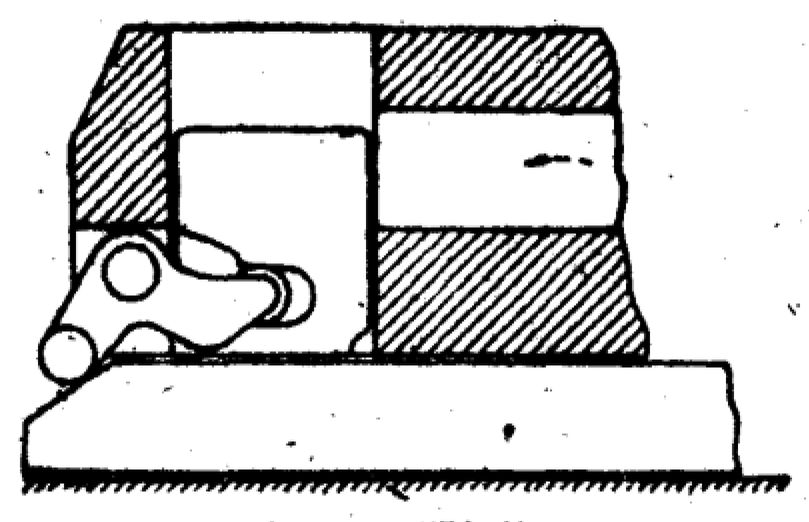


图411 开閂机构。

药筒。

我們研究一下如何确定原理图 410 中各构件的运动諸元。

如果在該图的各构件上加上慣性力和約束反作用力，利用达兰貝尔原理，就可以写出全部构件的运动微分方程式如下●：

$$(m_C + m_A\sin^2\alpha + m_B\sin^2\beta)\ddot{x} = F_C + R_C;$$

$$m_A\ddot{\gamma} + m_A\ddot{x}\cos\alpha = F_A - R_A;$$

● 重力忽略不計。

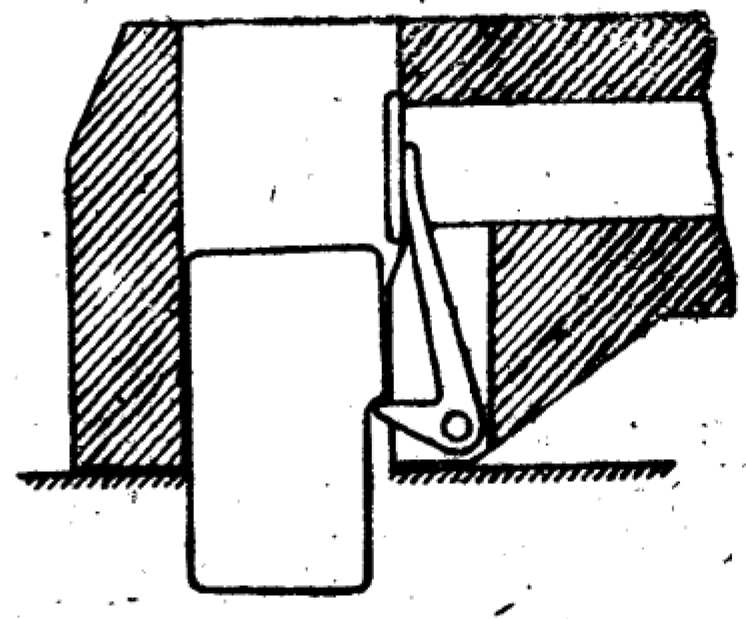


图412　抽筒机构。

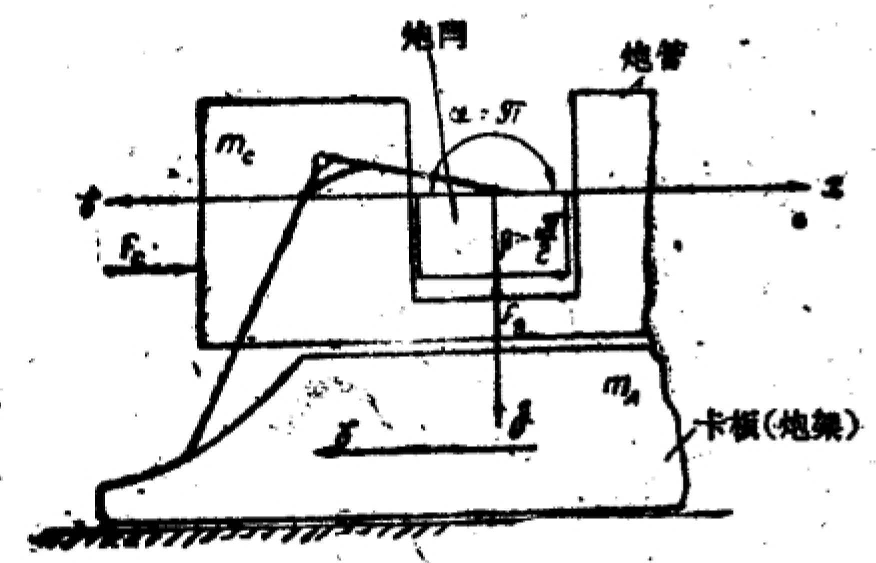


图413　开闩机构略图。

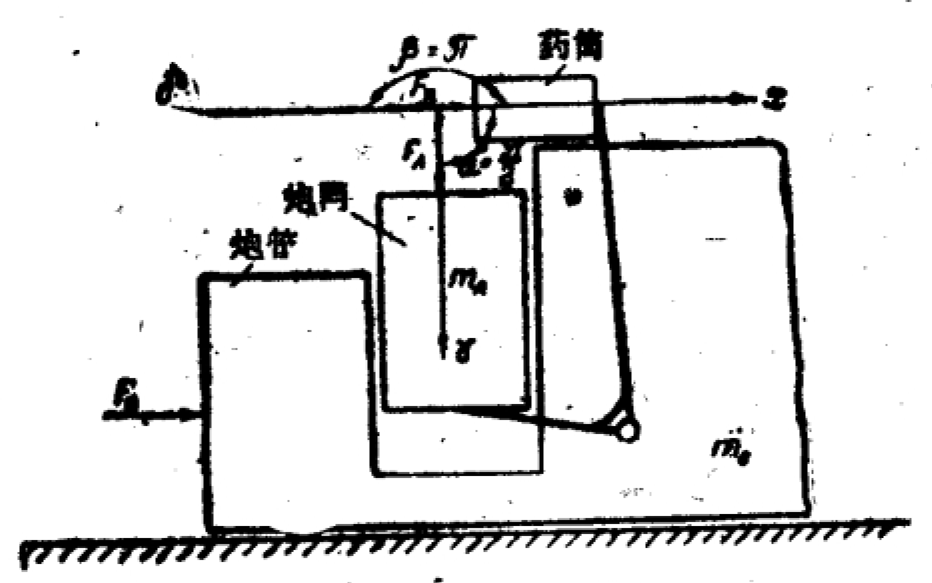


图414　抽筒机构略图。

$$m_B\ddot{\delta}+m_B\ddot{x}\cos\beta=R_B-F_B,$$

式中　$m_C;m_A;m_B$——构件C、A、B的质量；

$\gamma;\delta$——构件A和B相对于构件C的位移；

x——构件C絕对位移；

$F_C;F_A;F_B$——作用在构件C、A、B上的給定力；

$R_C;R_A;R_B$——在位移x、γ、δ方向上作用于构件C、A、B上的約束反作用力。

建立这些微分方程式时，重力和由于給定力与約束反作用力所引起的摩擦力均未加以考虑。

忽略在构件A与B之間构成运动約束的杠杆的质量，便可以写出下列約束反作用力方程式：

$$R_C+R_B\cos\beta=R_A\cos\alpha,$$

$$R_A\dot{\gamma}=R_B\dot{\delta}。$$

考虑到約束的非理想性●，后一等式将变为：

$$\eta R_A\dot{\gamma}=R_B\dot{\delta}$$

或

$$R_A=R_B\frac{k}{\eta},$$

式中　$k=\frac{\dot{\delta}}{\dot{\gamma}}$——构件$B$对构件$A$傳速比；

η——机构傳动效率。

利用上式并消去微分方程式中的約束反作用力，便得：

$$\ddot{x}M_0+\ddot{\gamma}m_A\cos\alpha+\ddot{\delta}m_B\cos\beta=Q_x,$$

$$\ddot{\gamma}m_A+\ddot{\delta}m_B\frac{k}{\eta}+\ddot{x}m_\eta=Q_\gamma,$$

式中

$$M_0=m_A+m_B+m_C;$$

$$m_\eta=m_A\cos\alpha+m_B\frac{k}{\eta}\cos\beta;$$

$$Q_x=F_C+F_A\cos\alpha-F_B\cos\beta;$$

$$Q_\gamma=F_A-F_B\frac{k}{\eta}。$$

将$\ddot{\delta}=\ddot{\gamma}k+\dot{k}\dot{\gamma}$代入上列微分方程式中，将得

$$M_A'\ddot{\gamma}+\frac{1}{2}\dot{M}_A'\dot{\gamma}+m_\eta\ddot{x}=Q_\gamma,$$

● 不考虑慣性力$m_A\ddot{x}\sin\alpha$和$m_B\ddot{x}\sin\beta$所引起的摩擦力。

$$M_0\ddot{x}+m\ddot{\gamma}+\dot{m}\dot{\gamma}=Q_x,$$

式中

$$M'_A=m_A+m_B\frac{k^2}{\eta};$$

$$m=m_A\cos\alpha+m_Bk\cos\beta;$$

$$\dot{m}=m_Bk\cos\beta_\circ$$

由后两方程式中先消去 $\ddot{x}$ 再消去 $\ddot{\gamma}$；可得

$$\ddot{\gamma}\left(M'_A-\frac{mm_n}{M_0}\right)+\dot{\gamma}\left(\frac{1}{2}\dot{M}'_A-\frac{\dot{m}m_n}{M_0}\right)=Q_\gamma-Q_x\frac{m_n}{M_0},\tag{1}$$

$$\ddot{x}\left(M_0-\frac{mm_n}{M'_A}\right)+\dot{\gamma}\left(\dot{m}-\frac{1}{2}\frac{\dot{M}'_A}{M'_A}m\right)=Q_x-Q_\gamma\frac{m}{M'_A}。\tag{2}$$

利用这些微分方程式，便可以研究火炮半自动机各机构的运动。

炮門开启机构的工作原理图示于图411。

前面曾指出过，研究图 411 中各机构构件的运动时，須在求得的微分方程式中取●

$$\alpha=\pi \text{ 和 } \beta=-\frac{\pi}{2}。$$

此时，　　$\cos\alpha=-1,\qquad \cos\beta=0。$

因而，在这种情况下，

$$m=-m_A,\qquad m_n=-m_A,$$

并且微分方程式（1）和（2）将取如下的形式：

$$\ddot{\gamma}\left(M'_A-\frac{m_A^2}{M_0}\right)+\frac{1}{2}\dot{M}'_A\dot{\gamma}=Q_\gamma+Q_x\frac{m_A}{M_0},\tag{3}$$

$$\ddot{x}\left(M_0-\frac{m_A^2}{M'_A}\right)+\frac{1}{2}\frac{\dot{M}'_A}{M'_A}m_A\dot{\gamma}=Q_x+Q_\gamma\frac{m_A}{M'_A}。\tag{4}$$

利用第一个方程式可以研究半自动机的工作对炮架的影响，利用第二个方程式可以研究炮管和炮門的运动。

在这些方程式中：

m_A——炮架的质量；

m_C——炮管的质量；

m_B——炮門的质量；

● 楔体导軌的傾角忽略不計。

x——炮管的絕对位移;

Υ——炮架相对于炮管的位移。

如果认为炮架在半自动机工作时静止不动，则应取 $m_A=\infty$ 和 $x=\Upsilon$。

这时，两个方程式将完全相同。

实际上，方程式（3）中 $\ddot{\Upsilon}$ 的乘数

$$M_A'-\frac{m_A^2}{M_0}$$

可以写成

$$M_A'-\frac{m_A^2}{M_0}=\frac{M_A'M_0-m_A^2}{M_0}=\frac{\left(m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}\right)(m_A+m_B+m_C)-m_A^2}{m_A+m_B+m_C}$$

$$=\frac{(m_C+m_B)m_A}{m_A+m_B+m_C}+m_B\frac{k^2}{\eta}=\frac{m_C+m_B}{1+\frac{m_B+m_C}{m_A}}+m_B\frac{k^2}{\eta}。$$

当 $m_A=\infty$时，可得:

$$M_A'-\frac{m_A^2}{M_0}=m_C+m_B+m_B\frac{k^2}{\eta}\equiv M_{CB}'。$$

方程式（3）中所含的分式$\frac{m_A}{M_0}$可以写成如下形式:

$$\frac{m_A}{M_0}=\frac{m_A}{m_A+m_B+m_C}=\frac{1}{1+\frac{m_B+m_C}{m_A}}。$$

当 $m_A=\infty$时，它将等于 1。

因而，当 $m_A=\infty$时，方程式（3）可以写成

$$\ddot{\Upsilon}M_{CB}'+\frac{1}{2}\dot{M}_{CB}'\dot{\Upsilon}=Q_x+Q_\Upsilon$$

或考虑到 $x=\Upsilon$，

$$M_{CB}'\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}_{CB}'\dot{x}=Q_x+Q_\Upsilon。\tag{5}$$

当 $m_A=\infty$时，微分方程式（4）也可以化为这样的形式。

实际上，$\ddot{x}$ 的乘数

$$M_0-\frac{m_A^2}{M_A'}$$

可以写成

$$M_0-\frac{m_A^2}{M_A'}=\frac{(m_A+m_B+m_C)\left(m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}\right)-m_A^2}{m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}}$$

$$=\frac{(m_B+m_C)\left(1+\frac{m_B}{m_A}\frac{k^2}{\eta}\right)+m_B\frac{k^2}{\eta}}{1+\frac{m_B}{m_A}\frac{k^2}{\eta}}。$$

当 $m_A=\infty$时，此表达式的形式为

$$M_0-\frac{m_A^2}{M_A'}=m_C+m_B+m_B\frac{k^2}{\eta}\equiv M'_{CB}。$$

$\dot{\gamma}$的乘数

$$\frac{1}{2}\frac{\dot{M}_A'}{M_A'}m_A$$

可以写成这样的形式:

$$\frac{1}{2}\frac{\dot{M}_A'}{M_A'}m_A=\frac{1}{2}\dot{M}_A'\frac{m_A}{m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}}=\frac{1}{2}\dot{M}_A'\frac{1}{1+\frac{m_B}{m_A}\frac{k^2}{\eta}}。$$

当 $m_A=\infty$时，此表达式将为

$$\frac{1}{2}\frac{\dot{M}_A'}{M_A'}m_A=\frac{1}{2}\dot{M}_A'=\frac{k\dot{k}}{\eta}m_B=\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}。$$

Q_γ的乘数可以写成:

$$\frac{m_A}{M_A'}=\frac{m_A}{m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}}=\frac{1}{1+\frac{m_B}{m_A}\frac{k^2}{\eta}}。$$

当 $m_A=\infty$时，此式将等于1。

因而，微分方程式（4）可以写成:

$$M'_{CB}\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}\dot{\gamma}=Q_x+Q_\gamma。$$

当 $x=\gamma$ 时，它将为

$$M'_{CB}\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}\dot{x}=Q_x+Q_\gamma。$$

应当指出，当 $\alpha=\pi$ 和 $\beta=-\frac{\pi}{2}$ 时，

$$Q_x+Q_\gamma=F_C-F_B\frac{k}{\eta}。$$

因而，在半自动机工作（炮架不动时）时，炮門开启机构的

运动微分方程式的最后形式为:

$$M'_{CB}\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}\dot{x}=Q, \tag{6}$$

式中

$$M'_{CB}=m_C+m_B+m_B\frac{k^2}{\eta};$$

$$\frac{1}{2}\dot{M}'_{CB}=m_B\frac{k\dot{k}}{\eta};$$

$$Q=F_C-F_B\frac{k}{\eta},$$

m_C, m_B——炮管质量和炮門质量;

F_C, F_B——作用于炮管和炮門上的力;

x——炮管的絕对位移;

k——傳速比;

η——傳动效率。

可以看出，換算力Q的表达式通常可能不同，因为它取决于給定力的具体作用情况。

这个微分方程式的特点是：方程式中的傳速比k和傳动效率η，都是从构件对炮管的相对运动来决定的$\left(k=\frac{\delta}{\gamma}\right)$。

因此，实际上虽然炮架固定不动，而是炮管在移动，但在确定k和η时，我們应該把炮管看做靜止的，而研究炮架（卡板）对于炮管的相对运动。

現在研究一下抽筒机构在作用平稳时的运动微分方程式。

此机构的原理图示于图 412 中。

将此略图与图 410 中的略图加以对比，便可以肯定：对于抽筒机构来讲，在微分方程式（1）和（2）中应取●

$$\alpha=\frac{\pi}{2};\qquad \beta=\pi。$$

这时，

$$\cos\alpha=0;$$

$$\cos\beta=-1;$$

$$m=-km_B;$$

● 楔体导軌的傾斜略而不計。

$$m_{\eta}=-\frac{k}{\eta}m_{B^{\circ}}$$

在这种情况下，微分方程式（1）和（2）可以写为：

$$\ddot{\gamma}\left(M_A'-\frac{m_B^2k^2}{M_0\eta}\right)+\dot{\gamma}\left(\frac{1}{2}\dot{M}_A'-\frac{m_B^2k\dot{k}}{M_0\eta}\right)=Q_\gamma+Q_x\frac{m_Bk}{M_0\eta},\quad(7)$$

$$\ddot{x}\left(M_0-\frac{m_B^2k^2}{M_A'\eta}\right)+\dot{\gamma}\left(\frac{1}{2}\frac{\dot{M}_A'}{M_A'}km_B-m_B\dot{k}\right)=Q_x+Q_\gamma\frac{m_Bk}{M_A'}。\quad(8)$$

方程式（7）表示炮閂和药筒的运动，而方程式（8）則表征炮管的运动和抽筒对炮管运动的影响。

先討論一下方程式（7），$\ddot{\gamma}$和$\dot{\gamma}$的乘数可写成如下的形式：

$$M_A'-\frac{m_B^2k^2}{M_0\eta}=m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}\left(1-\frac{m_B}{M_0}\right),$$

$$\frac{1}{2}\dot{M}_A'-\frac{m_B^2k\dot{k}}{M_0\eta}=\frac{1}{2}\dot{M}_A'\left(1-\frac{m_B}{M_0}\right)。$$

由于在所研究的机构中，m_B（药筒质量）比 M_0（后座部分的质量）小好几倍，故可取

$$M_A'-\frac{m_B^2k^2}{M_0\eta}\approx m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}=M_A',$$

$$\frac{1}{2}\dot{M}_A'-\frac{m_B^2k\dot{k}}{M_0\eta}\approx\frac{1}{2}\dot{M}_A'。$$

因此，微分方程式（7）可以写为

$$M_A'\ddot{\gamma}+\frac{1}{2}\dot{M}_A'\dot{\gamma}=Q_\gamma+Q_x\frac{m_Bk}{M_0\eta}。$$

当$\cos\alpha=0$和$\cos\beta=-1$时，

$$Q_\gamma+Q_x\frac{m_Bk}{M_0\eta}=F_A-F_B\frac{k}{\eta}\left(1-\frac{m_B}{M_0}\right)+F_C\frac{m_Bk}{M_0\eta}\approx F_A-F_B\frac{k}{\eta}。$$

因此微分方程式（7）最后可写成：

$$M_A'\ddot{\gamma}+\frac{1}{2}\dot{M}_A'\dot{\gamma}=Q,\quad(9)$$

式中
$$Q=F_A-F_B\frac{k}{\eta}。$$

换算力 Q 的表达式取决于給定力的具体作用情況，因此，它可能因力的作用情况不同而发生变化。

現在研究一下微分方程式（8）。

此方程式中 $\ddot{x}$ 和 $\ddot{\gamma}$ 的乘数可以写成如下的形式:

$$M_0-\frac{m_B^2k^2}{M_A'\eta}=(m_A+m_C)\left[1+\frac{m_B}{m_A+m_C}\left(\frac{m_A}{m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}}\right)\right],$$

$$\frac{1}{2}\frac{\dot{M}_A'}{M_A'}\dot{k}m_B-\dot{k}m_B=-\frac{m_A\dot{m}}{M_A'}。$$

考虑到 m_B(药筒质量)比 m_A+m_C(后座部分的质量)小得多,故可取

$$1+\frac{m_B}{m_A+m_C}\left(\frac{m_A}{m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}}\right)\approx 1。$$

这时,可得

$$M_0-\frac{m_B^2k^2}{M_A'\eta}\approx m_A+m_C。$$

因此,微分方程式(8)可以写成:

$$(m_A+m_C)\ddot{x}-\frac{m_A\dot{m}}{M_A'}\dot{\gamma}=Q_x-Q_\gamma\frac{m}{M_A'}。$$

当 $\cos\alpha=0$ 和 $\cos\beta=-1$ 时, $m\doteq -km_B$, 故得

$$Q_x-Q_\gamma\frac{m}{M_A'}=F_C+F_B+\left(F_A-F_B\frac{k}{\eta}\right)\frac{km_B}{M_A'}。$$

因此,微分方程式(8)最后变为:

$$(m_A+m_C)\ddot{x}+\frac{m_A}{M_A'}m_B\dot{k}\dot{\gamma}=Q, \tag{10}$$

式中

$$Q=F_C+F_B+\left(F_A-F_B\frac{k}{\eta}\right)\frac{km_B}{M_A'}。$$

必須指出,根据力的具体作用情况的不同,换算力 Q 的表达式也可能不同。

在所求得的公式中,

$$M_A'=m_A+m_B\frac{k^2}{\eta}, \tag{11}$$

$m_A; m_B; m_C$——炮閂质量,药筒质量,炮管质量;

$F_A; F_B; F_C$——作用在炮閂上,药筒上和炮管上的力;

x——炮管的絕对位移;

γ——炮閂相对于炮管的位移;

k——药筒对炮閂的傳速比(在炮管固定的条件下

决定的)；

η——傳动效率。

§3 作用平稳的开門机构

为了使开門机构能够平稳地（无撞击地）工作（图413），当炮管在开門前即有某一速度的条件下，应使炮門对炮管的傳速比（等于炮門对炮管的相对速度与炮管速度之比）由零逐渐增大。

开門机构中各个零件的运动可用下列微分方程式表示（見562頁）：

$$M'_{C3}\ddot{x}+\frac{1}{2}\dot{M}'_{C3}\dot{x}=Q$$

或
$$M'_{C3}\frac{dV_c}{dt}+m_3V_c^2\frac{k_3dk_3}{\eta_3dx}=Q, \tag{12}$$

式中 V_c——炮管速度；

M'_{C3}——换算质量；

Q——换算力；

x——炮管位移；

k_3——炮門对炮管的傳速比；

η_3——傳动效率。

就所研究的机构略图来讲（图409），换算质量 M'_{C3} 和换算力 Q 可写成下列形式：

$$M'_{C3}=m_0+m_3\frac{k_3^2}{\eta_3},$$

$$Q=\Pi_н-\Phi_н-\Pi_п\frac{k_п}{\eta_п}+q_3\frac{k_3}{\eta_3},$$

式中 m_0——后座部分的质量（$m_0=m_c+m_3$）；

m_3；m_c——炮門质量和炮管质量；

$k_п$——关門簧与炮管的傳速比；

$\eta_п$——使关門弹簧待机的机构的效率；

$\Pi_н$——复进机的多余力；

$\Phi_н$——液压式制动器的阻力；

$\Pi_{\rm n}$——关門彈簧的彈力；

$q_{\rm s}$——炮門重力。

在所列出的 M'_{C3} 的公式中，未考虑与炮門相連接的杠杆的轉动惯量，因为它对换算质量值的影响很小。

力 $\Pi_{\rm n}$ 和 $\Pi_{\rm n}$ 通常可以用炮管位移的函数表示：

$$\Pi_{\rm n} = f(x) \text{和} \Pi_{\rm n} = \varphi(x)。$$

液压式制动器的阻力，可用下式表示：

$$\Phi_{\rm n} = AV_c^2,$$

式中　A——炮管位移的函数，它取决于复进制动器的构造；

V_c——炮管的复进速度。

傳速比 k_3；$k_{\rm n}$ 和效率 η_3 及 $\eta_{\rm n}$ 都是炮管位移 x 的函数。

傳速比 k_3 和炮管位移的关系，可以在机构的不同位置上用若干个极速度图予以确定。这时，我們把炮管看作静止的，卡板則朝炮管运动相反的方向上以炮管的速度运动。

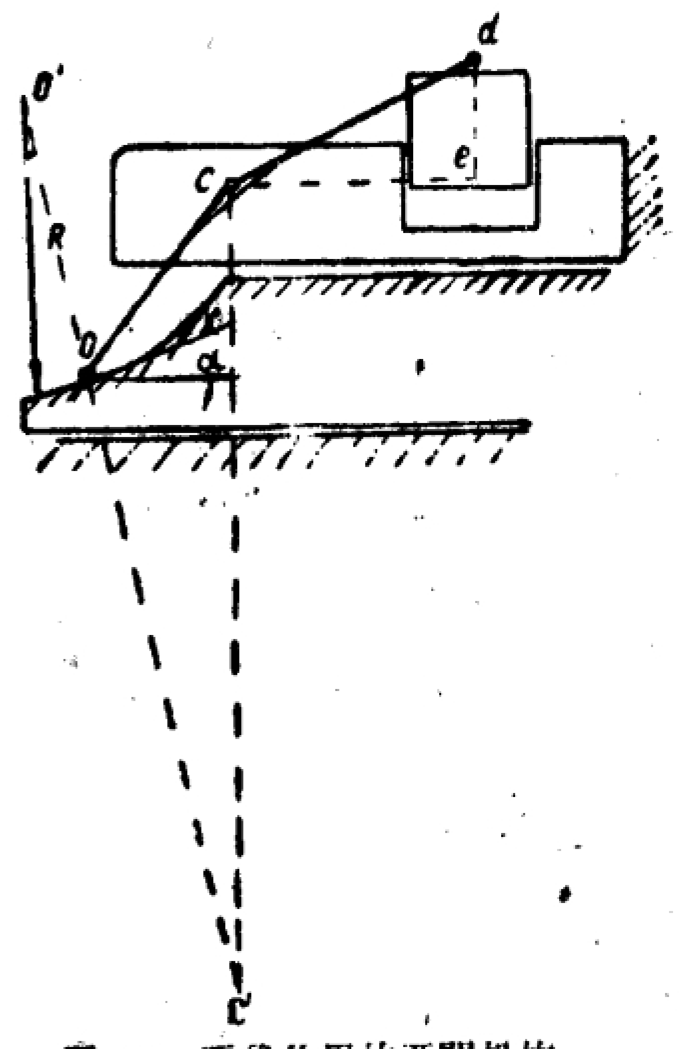


图415　平稳作用的开門机构。

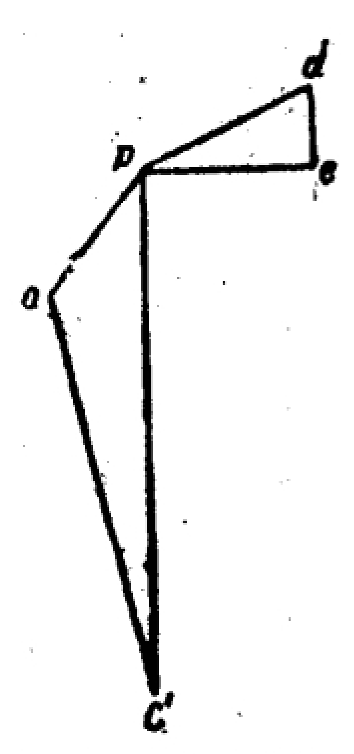


图416　求 k_3 的极速度图。

图 415 是炮門和炮管間的傳动原理图，图 416是求 k_3 的极速度图●，用以确定开門机构在某一位置上的傳速比$\left(k_3=\frac{pe}{pc'}\right)$。

在图 415 上也画有这个极速度图。

在图 417 上画的是求 $k_3=f(x)$的图解法。我們在机构的不同位置上作一系列的极速度图，便可求出$k_3=f(x)$。在此图上，卡板的輪廓是由一段圓弧构成的。对于任何一种形式的卡板輪廓，我們都可以用类似的方法求出 $k_3=f(x)$，作图时的差别，只是对卡板理論輪廓作法綫向量的方法不同而已。

图 418 是炮管和关門彈簧間的傳动原理图，图 419 是該机构在某一位置上的极速度图$\left(k_n=\frac{fq'}{pc'}\right)$。在图 418 上也画有这个极速度图●。

在图 420 上画的是求$k_n=f(x)$的图解法。我們在机构的不同位置上作一系列的极速度图，即可求出$k_n=f(x)$。

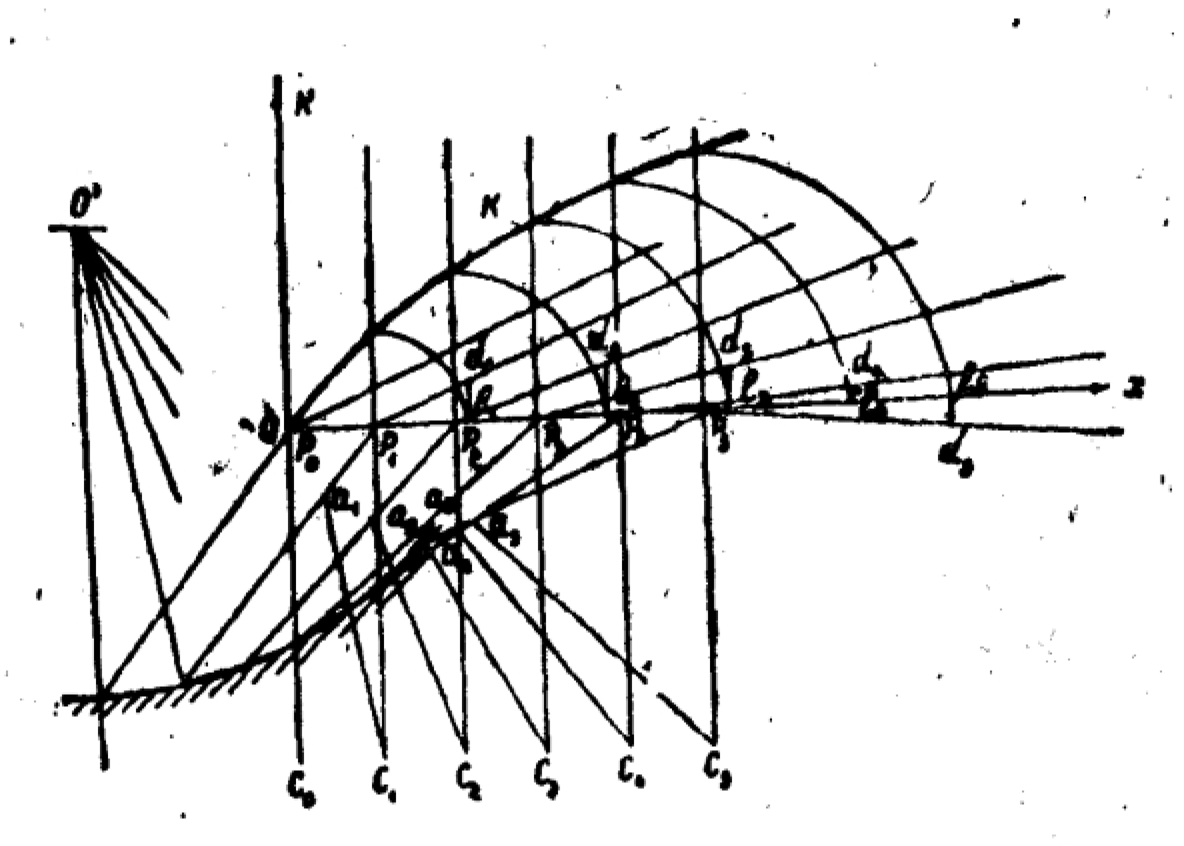


图417　作若干极速度图以求出$k_3=f(x)$的图解法。

● 速度图内之速度向量，已反时針回轉了90°。

● 极速度图中的速度向量已向反时針方向轉了90°。

在作这些图时，曾假定卡板的理論輪廓是一个圓弧。

炮門与炮管間的傳动效率可近似地用下式求出

$$\eta = \frac{1}{1+2f/\mathrm{tg}\,\alpha}, \tag{13}$$

式中 f——摩擦系数（$f=0.1\sim0.2$）；

α——卡板理論輪廓对水平面的傾角。

由炮管至关門弹簧的傳动效率可以取为 $\eta_n=0.9$。

运动方程式(12)中的$\frac{dk_3}{dx}$可以根据已知的关系式 $k_3=f(x)$ 用图解法求出。因此，基本运动方程式(12)可以写成如下的形式

$$\frac{dV_c}{dt}=\varphi(x)-f(x)V_c^2$$

或

$$dV_c=\left[\frac{\varphi(x)}{V_c}-f(x)V_c\right]dx, \tag{14}$$

式中 $\varphi(x)$和$f(x)$——炮管位移 x 的已知函数，

$$\varphi(x)=\frac{\Pi_n-\Pi_n\frac{k_n}{\eta_n}+q_3\frac{k_3}{\eta_3}}{M\ell_3},$$

$$f(x)=A+\frac{m_3}{M\ell_3}\,\frac{k_3dk_3}{\eta_3dx}。$$

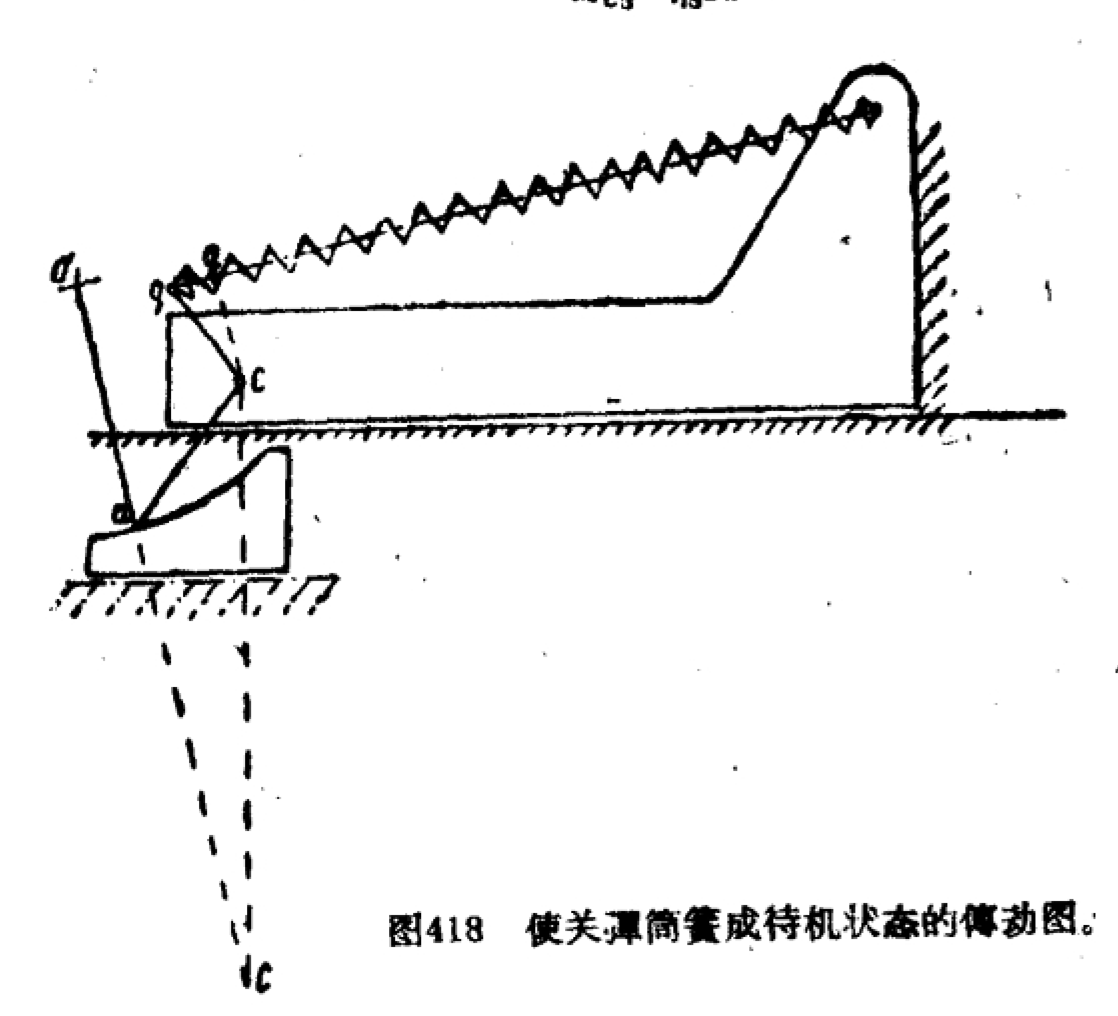


图418 使关閂簧成待机状态的傳动图。

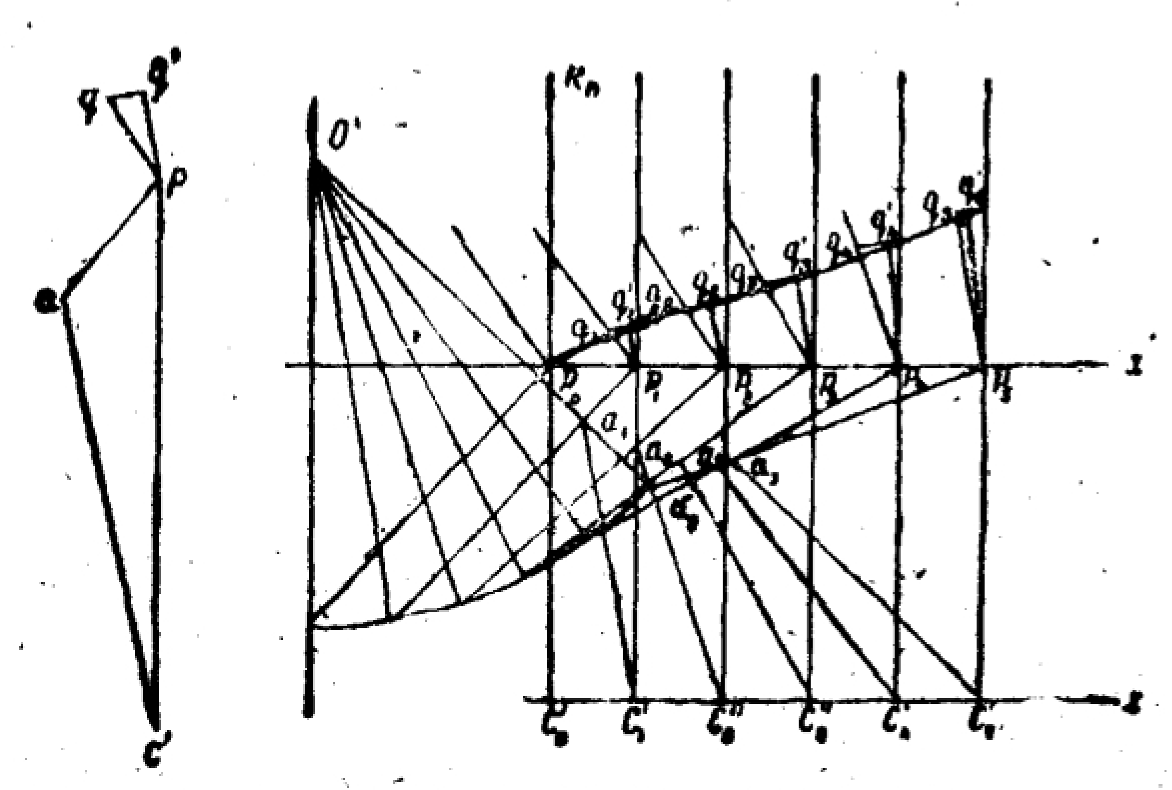


图419 求k_n的极速度图。

图420 作若干极速度图以求出$k_n = f(x)$的图解法。

方程式(14)是个一次微分方程式

$$dV = f(x, V)dx。\tag{15}$$

利用下述計算公式，即可根据数值积分法或图解积分法（见258頁）求解此方程式

$$\Delta_1 V_n = f(x_n;\ V_n)\,\Delta x_n;$$

$$\Delta V_n = f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x;\ V_n + \frac{1}{2}\Delta_1 V_n\right)\Delta x_n;$$

$$V_{n+1} = V_n + \Delta V_n。$$

这个积分方案用到微分方程(14)时，可取下列形式

$$\Delta_1 V_{cn} = \left[\frac{\varphi(x_n)}{V_{cn}} - V_{cn} f(x_n)\right]\Delta x_n;\tag{16}$$

$$\Delta V_{cn} = \left[\frac{\varphi\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x_n\right)}{V_{cn} + \frac{1}{2}\Delta_1 V_{cn}} - \left(V_{cn} + \frac{1}{2}\Delta_1 V_{cn}\right)\right.$$

$$\left.\times f\left(x_n + \frac{1}{2}\Delta x_n\right)\right]\Delta x_n;\tag{17}$$

$$V_{c(n+1)} = V_{cn} + \Delta V_{cn},\tag{18}$$

式中 V_{cn} 和 x_n——在所研究的运动段开始时炮管速度和位移；

Δx_n 和 ΔV_{cn}——炮管位移的增量及与之相对应的炮管速度的增量。

求出关系式 $V_c = f(x)$ 之后，可以根据平均速度求出不大的位移段的运动时間：

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{V_{c.cp}} = \frac{2\Delta x}{V_{cn}+V_{c(n+1)}}。$$

这时开門机构的工作总时間为

$$t = \Sigma\Delta t。$$

必須指出，如果作某些假設，則方程式（12）的解法将要簡单得多。

例如，假設炮管在很小一段位移 Δx 上的速度不变，则换算力

$$\Pi_{\text{н}} - \Phi_{\text{н}} - \Pi_{\text{п}}\frac{k_{\text{п}}}{\eta_{\text{п}}} + q_{\text{з}}\frac{k_{\text{з}}}{\eta_{\text{з}}}$$

就可以用炮管位移 x 的函数表示：

$$\Pi_{\text{н}} - \Phi_{\text{н}} - \Pi_{\text{п}}\frac{k_{\text{п}}}{\eta_{\text{п}}} + q_{\text{з}}\frac{k_{\text{з}}}{\eta_{\text{з}}} = Q(x)。$$

在这种情况下，微分方程式（12）可以写成：

$$M'_{c\text{з}}\frac{dV_c}{dt} + \frac{dM'_{c\text{з}}}{dx}V_c^2 = Q(x)。$$

此方程式还可以化成：

$$M'_{c\text{з}}V_c^2 = M'_{c\text{з}0}V_{c0}^2 + 2\int_x^{x+\Delta x} Q(x)\,dx,$$

式中 $M'_{c\text{з}0}$ 和 V_{c0}——炮管的換算质量和速度的初始值。

知道 $M'_{c\text{з}}$ 和 $Q(x)$ 与 x 的关系式，对許多小的 Δx 值求出积分，并对每个 Δx 都取 $V_c=$ 常量，便可以根据这个公式求出关系式 $V_c = f(x)$。

只要在卡板曲柄和卡板之間有运动約束存在，就可以用上述方法来研究半自动机各机构构件的运动。当傳速比 k_n 达到最大值以后开始减小时，此約束常常会要遭到破坏。在卡板曲柄与卡板之間失去运动約束的情况下，研究炮門在压縮关門簧时的运动的方法，与借撞击进行工作的开門机构在卡板曲柄和卡板撞击以后

的运动的研究方法相同（見581頁）。

如果必須研究半自动开門机构的工作对炮架的影响，可以利用公式（3）进行研究。

§4 作用平稳的开門机构的設計特点

設計作用平稳的开門机构时，应当先根据結构上的要求拟定机构方案，概略地确定卡板曲柄和曲臂的尺寸以及它們在半自动机开始工作时的相互位置，然后再确定最合理的卡板輪廓。在选擇卡板輪廓时，应当分别研究半自动机在开門前和开門时两个工作时期内的运动。

开門前（即使击針成待发状态时），半自动机中各个曲柄的轉动，可以借形状最簡单的卡板輪廓来实現，这一段輪廓是一条傾斜的直綫 ab（图 421）。

使半自动机中各个曲柄在开門时产生轉动的卡板（开門板）輪廓，应当根据炮門能够获得平稳运动的条件来确定。

为了保証炮門的运动平稳，最好是給定炮門对炮管的速度变化規律。

取炮門对炮管的相对速度与时間的关系为一直綫是最有利的（图422）。这时炮門对炮管的加速度为一常数●。

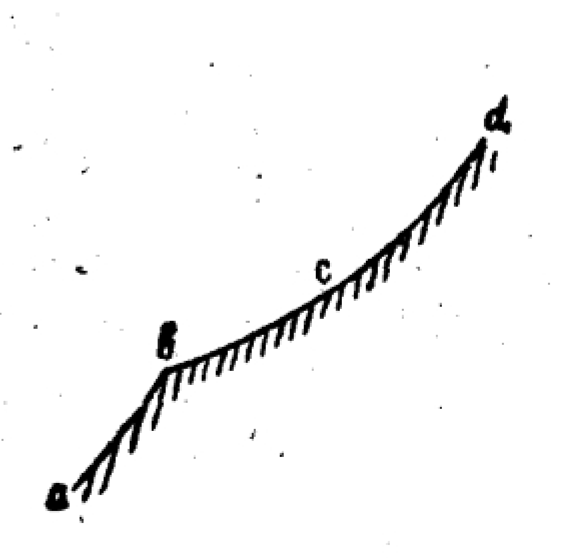


图421 卡板輪廓。

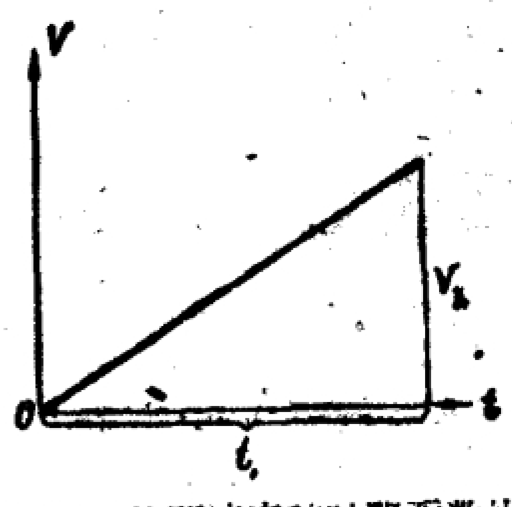


图422 炮門速度随时間函数的变化图。

● 对于别的炮門速度变化規律本节所讲方法亦可应用。

开門机构工作結束时的炮門速度 V_{31}，可以根据保証抽筒机构工作可靠的条件来給定。

抽筒机构开始工作时炮門对炮管的相对位移 δ_1 往往是事先就知道的。

利用已知量 V_{31} 和 δ_1，便可按照下列公式算出炮門在开門过程中的运动时間（当炮門速度是按綫性規律隨时間而变化时）

$$t_1 = \frac{2\delta_1}{V_{31}}。$$

知道了 t_1、δ_1 和 V_{31}，便可以按一定的比例尺作出炮門对炮管的相对速度隨时間而变化的图解 $V_3 = f(t)$。

在这种情况下，为了确定炮管在开門时的运动特征量，应利用微分方程式（6）来进行計算

$$M'_{cB}\ddot{x} + \frac{1}{2}\dot{M}'_{cB}\dot{x} = F_c - F_B\frac{k}{\eta},$$

式中

$$M'_{cB} = m_c + m_B + m_B\frac{k^2}{\eta};$$

$$\frac{1}{2}\dot{M}'_{cB} = m_B\frac{k\dot{k}}{\eta};$$

$$k = \frac{\delta}{\gamma};\quad \gamma = x。$$

把 M'_{cB} 和 $\dot{M}'_{cB}$ 两量的值代入上式左边，便得:

$$\left(m_c + m_B + m_B\frac{k^2}{\eta}\right)\ddot{x} + m_B\frac{k\dot{k}}{\eta}\dot{x} = F_c - F_B\frac{k}{\eta},$$

$$(m_c + m_B)\ddot{x} + m_B\frac{k}{\eta}(k\ddot{x} + \dot{k}\dot{x}) = F_c - F_B\frac{k}{\eta}。$$

在此方程式中，

$$k\ddot{x} + \dot{k}\dot{x} = \frac{d}{dt}(k\dot{x}) = \frac{d}{dt}(k\dot{\gamma}),$$

但 $k = \frac{\delta}{\gamma}$，因此，上式可以写为:

$$(m_c + m_B)\ddot{x} + m_B\frac{k}{\eta}\ddot{\delta} = F_c - F_B\frac{k}{\eta}。\tag{19}$$

取炮門速度变化規律为 $V_3 = \dot{\delta} = at$ 时，炮門对炮管的相对加速度将等于一常量

$$\delta=\frac{V_{s1}}{t_1}=a_{\circ}$$

此时，方程式(19)可以写为

$$m_0\ddot{x}+m_B\frac{k}{\eta}a=F_c-F_3\frac{k}{\eta}$$

或

$$dV_c=\left[-\frac{m_Ba}{m_0\eta}\cdot\frac{V_3}{V_c}+\frac{F_c}{m_0}-\frac{F_3}{\eta}\cdot\frac{V_3}{V_cm_0}\right]dt, \tag{20}$$

式中　$V_3=\dot{\delta}$——炮門对炮管的相对速度；

$V_c=\dot{x}$——炮管速度；

$m_0=m_c+m_B$——后座部分(炮管和炮門)的质量。

因为$V_3=at$，故方程式(20)可以写为:

$$dV_c=\left(\frac{F_c}{m_0}-\frac{F_3}{m_0}\cdot\frac{at}{V_c}-\frac{m_B}{m_0\eta}\cdot\frac{a^2t}{V_c}\right)dt_{\circ} \tag{21}$$

若此方程式中的力 F_c 和 F_3 是炮管位移 x 和炮管速度V_c的函数$F_c=\varphi(x, V_c)$和$F_3=f(t)$，则方程式(21)可看作是形式为

$$dV=f(t; x, V)dt$$

的一次微分方程式。

此方程式的积分可以按照上面讲过的方法进行（参看258頁）解此方程式，便可得出炮管在开門机构工作时的速度与时間的关系。

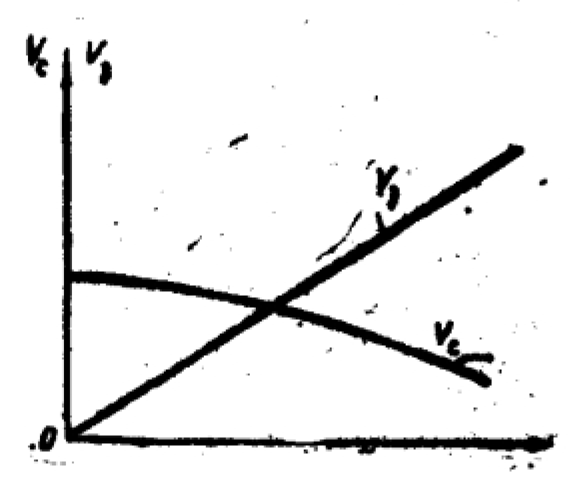


图423　$V_3=f(t)$和$V_c=f(t)$的图解。

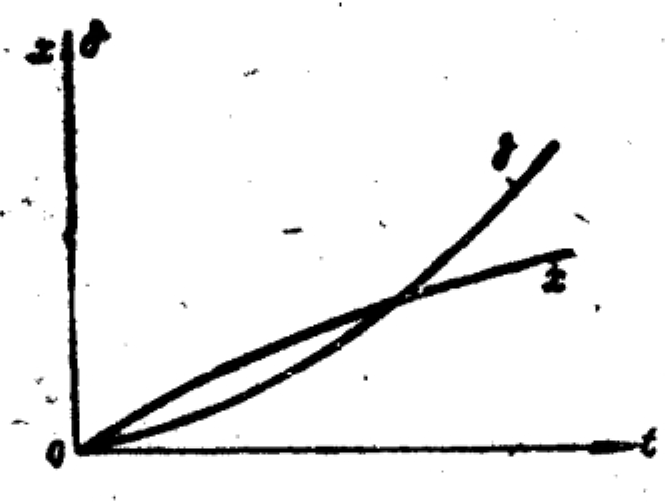


图424　$x=f(t)$和$\delta=f(t)$的图解。

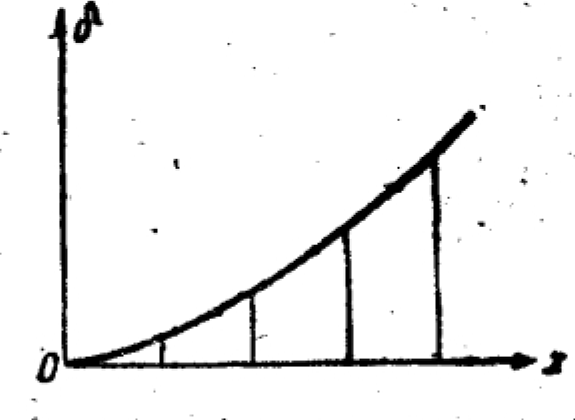


图425　$\delta=f(x)$的图解。

有了表示$V_0=\varphi(t)$和$V_3=f(t)$的图解（图423）以后，根据图解积分法便可以确定炮管位移x和炮閂对炮管的相对位移δ随时間变化的关系，即可得表示关系式$x=\varphi(t)$和$\delta=f(t)$的图解。

根据图解$x=\varphi(t)$和$\delta=f(t)$（图424），就易于确定$\delta=f(x)$的关系（图425）。

根据所得$\delta=f(x)$的关系，只要在半自动机中各个曲柄的不同位置上进行簡单的作图，如图426所示，便可以繪出卡板的理論輪廓曲綫。

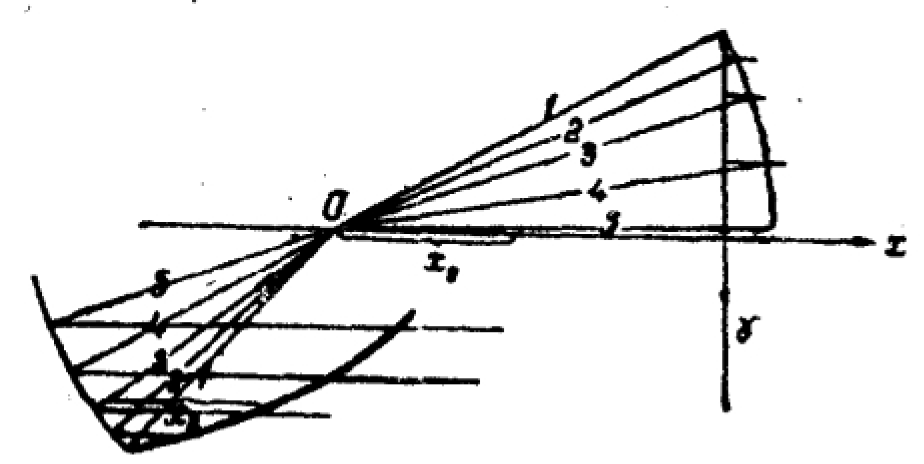


图426　卡板輪廓的作图法。

选擇卡板輪廓时，应考虑到卡板輪廓与卡板曲柄接触处的压力角。在机械原理中把运动付中的总压力和其工作分力之間的夹角Δ叫做压力角。

就所研究的运动付而言，压力角就是卡板理論輪廓上过卡板与卡板曲柄接触点的法綫和連接此接触点与曲柄回轉軸的直綫的垂直綫（通过接触点）之間的夹角（图427）。压力角之值不应大于40°。

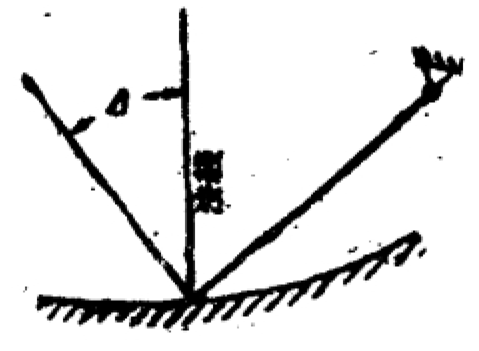


图427　压力角。

§5　作用平稳的抽筒机构

作用平稳的抽筒机构的略图，如图428所示。从图上可以看

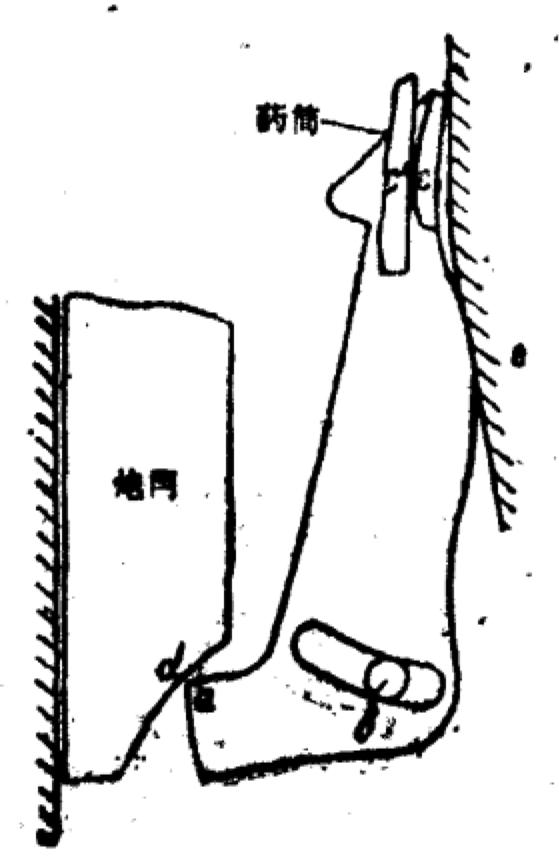


图428 动作平稳的抽筒机构图。

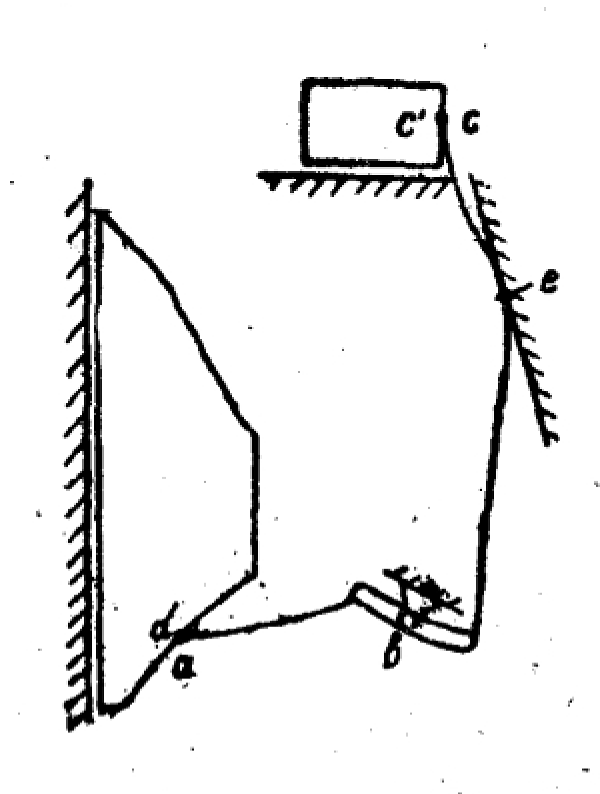


图429 动作平稳的抽筒机构原理图。

到，炮膛打开以后，炮門的定形斜面作用在抽筒子的下臂上，抽筒子的上臂便靠在斜面上滚动并平稳地将药筒从彈膛內抽出。这时，抽筒子臂是靠着固定銷（插在抽筒子定形槽內）引导其运动方向的。

图 429是动作平稳的抽壳机构的原理图。

利用公式（9）便可求出药筒在这个机构工作时的运动特征量

$$M_A'\ddot{\gamma}+\frac{1}{2}\dot{M}_A'\dot{\gamma}=Q$$

或

$$M_A'\frac{dV_3}{dt}+m_\Gamma\frac{k_\Gamma dk_\Gamma}{\eta_\Gamma d\gamma}=Q, \tag{22}$$

式中 M_A'——药筒和抽筒子的质量换算到炮門上的换算质量；

m_Γ——药筒质量和抽筒子换算到药筒上的换算质量；

k_Γ——炮管固定时药筒对炮門的傳速比；

η_Γ——效率；

γ——炮門对炮管的相对位移；

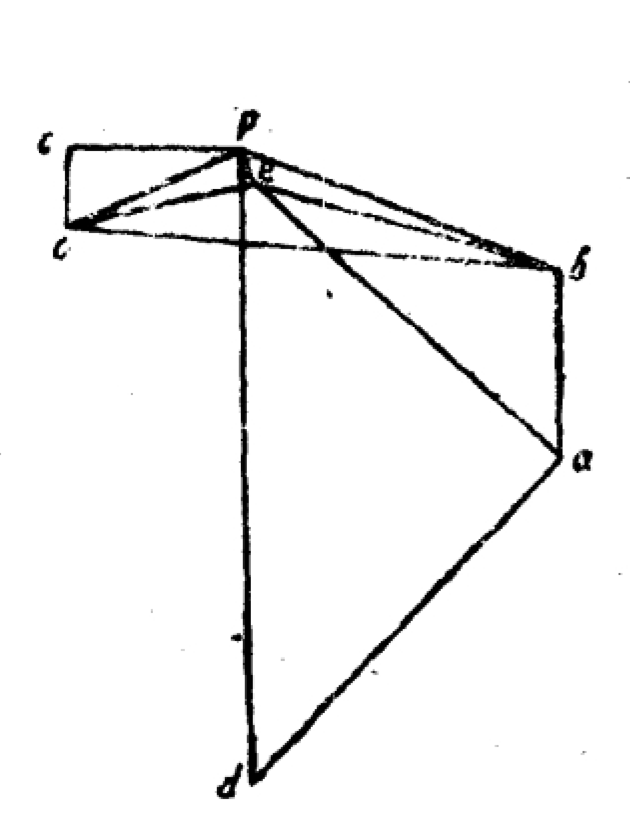
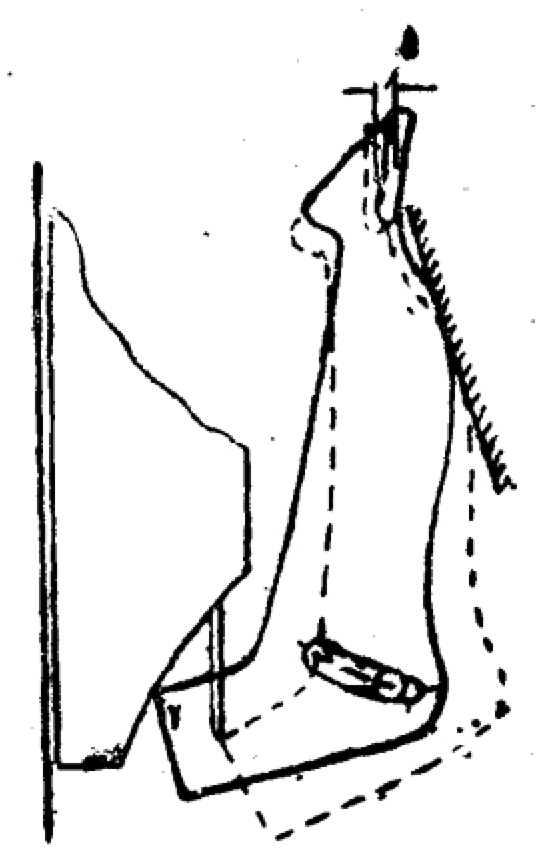



图430　求k_r的极速度图。


图431　炮閂上定形斜面輪廓的作图法。

$\dot{Y}=V_з$——炮閂对炮管的相对速度；

Q——换算力。

图 430 說明如何利用极速度图来求傳速比 k_r。这个机构的效率可以概略地取为 $\eta_r=0.8$。

求换算力的公式取决于机构的結构特点和給定力的具体作用情况。

求换算质量的公式可以写为

$$M'_A=m_з+m_r\frac{k_r^2}{\eta_r},$$

式中　$m_з$——炮閂的质量；

m_r——药筒的质量。

方程式（22）的积分可以按照258頁所述的方法进行。

抽筒对炮管运动的影响很小，因此研究炮管运动时可以不考虑它。

在必須考虑抽筒对炮管运动的影响时，可以利用公式(10)进

行計算。

作用平稳的抽筒机构在药筒很紧的条件下也能够抛壳。在这种机构中所产生的应力比撞击作用的机构要小得多。

設計抽筒机构时，理想的药筒运动規律可以通过适当选擇炮門工作曲面輪廓的方法来获得。

規定的药筒位移 δ 和炮門对炮管的相对位移 γ 之間的关系，可以从炮門工作曲面輪廓的作图过程中获得，如图 431 所示。

确定 $\delta = f(\gamma)$ 的关系时，可以按照在設計作用平稳的开門机构时为了选擇合理的炮門运动規律所提出的观点进行（見 571 頁）。

§6 撞击作用的开門机构

撞击作用的开門机构的工作条件可以写成如下的形式：

$$V_c > 0 \text{ 和 } k_3 = \frac{v_3}{v_c} > 0,$$

式中 V_c——在曲臂轉过自由行程以后开門机构开始工作时的炮管速度；

k_3——炮門对炮管的傳速比；

v_3——开門初瞬炮門的速度，它决定于炮門和炮管的运动約束；

v_c——开門初瞬炮管的速度，它决定于炮管与炮門的运动約束。

假設炮管固定不动而卡板以炮管的速度向着相反的方向移动，作极速度图就可以求出傳速比 k_3。此时 k_3 即卡板速度与炮門对炮管的相对速度之比。图 432 是开門机构的原理图。为了确定傳速比，可以将它画成图 433 的

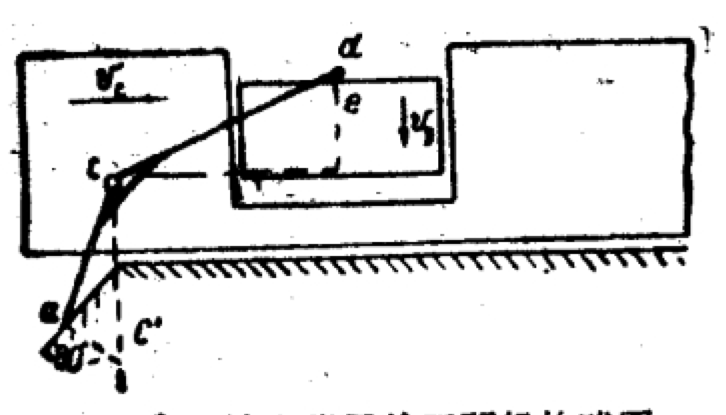


图432 撞击作用的开門机构略图。

形式。图 431 是它的极速度图（其中速度向量已反时針轉过 90°）。

利用此极速度图便可得出：

$$k_з = \frac{v_з}{v_c} = \frac{pe}{pc'}。$$

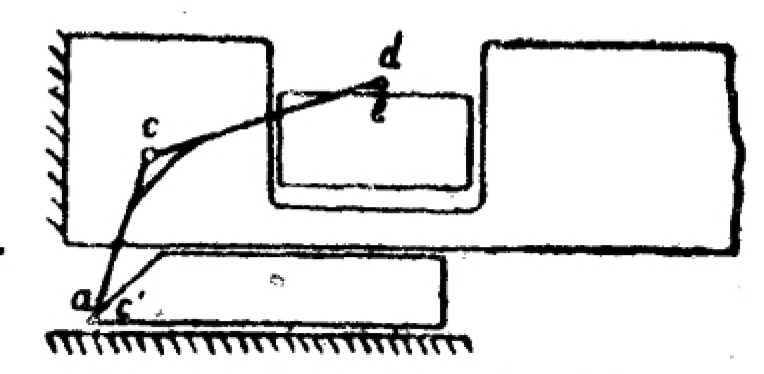


图433 逆向运动时的开門机构略图

图 432 中的虚綫表示画在略图上的极速度图。

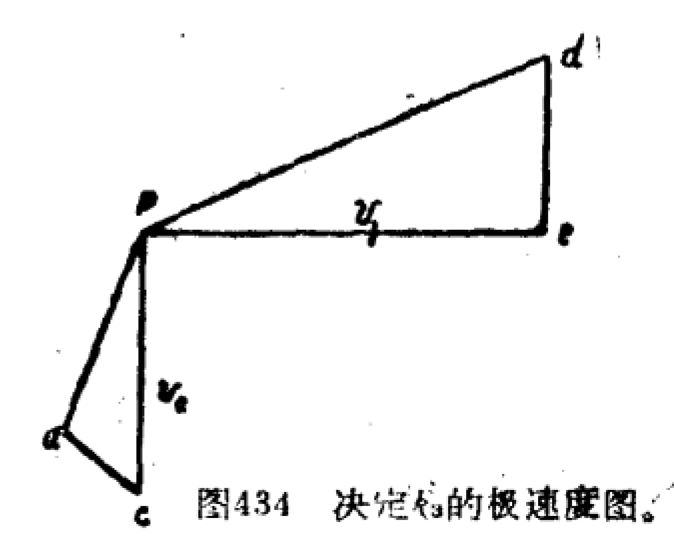


图434 决定$k_з$的极速度图。

确定卡板与卡板曲柄撞击后炮管和炮門的速度时，可以利用三个构件撞击的公式（見324頁），对于所研究的这个机构略图来讲，公式的形式为：

$$V_c' = V_c - \frac{\left(V_л + V_c - V_з\frac{1}{k_з}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_c + m_з}{m_л} + \frac{m_c + m_з}{m_з k^2}}; \quad (23)$$

$$V_з' = V_з + \frac{[(V_л + V_c)k_з - V_з](1+b)}{1 + \frac{m_з k_з^2}{m_c + m_з}\left(1 + \frac{m_c + m_з}{m_л}\right)}; \quad (24)$$

$$V_л' = V_л - \frac{\left(V_л + V_c - V_з\frac{1}{k_з}\right)(1+b)}{1 + \frac{m_л}{m_c + m_з} + \frac{m_л}{m_з k_з^2}},$$

式中 V_c；$V_з$；$V_л$——撞击前的炮管速度，炮門对炮管的速度和炮架速度；

V_c'；$V_з'$；$V_л'$——撞击后的炮管速度，炮門对炮管的速度和炮架速度；

$k_з$——炮門对炮管的傳速比（当炮管固定，炮門与炮架之間存在着运动約束时，炮門与炮架的速度之比）；

m_c; $m_з$; $m_л$——炮管质量、炮門质量和炮架质量；

b——恢复系数。

利用这些公式就可以研究炮管、炮門和炮架在开門机构借撞击作用进行工作时的运动。

若令炮架不动（$m_л=\infty$，$V_л=0$），炮門与炮管在撞击前的相对速度为零（$V_з=0$），则公式（23）和（24）便化为

$$V_c'=V_c\left(1-\frac{1+b}{1+\frac{m_c+m_з}{m_з k_з^2}}\right),$$

$$V_з'=V_c k_з\frac{1+b}{1+\frac{m_з k_з^2}{m_c+m_з}}$$

或

$$V_c'=V_c\left(1-\frac{1+b}{1+\frac{q_c+q_з}{q_з k_з^2}}\right), \quad (25)$$

$$V_з'=V_c k_з\frac{1+b}{1+\frac{q_з k_з^2}{q_c+q_з}}, \quad (26)$$

式中　q_c；$q_з$——炮管重量和炮門重量。

例如；已知

$$V_c=1\text{米/秒};\ \frac{q_c+q_з}{q_з}=20;\ k_з=1.6;\ b=0.4,$$

则在卡板曲柄与卡板撞击之后，

$$V_c'=1\left(1-\frac{1.4}{1+\frac{20}{2.56}}\right)=0.84\text{米/秒},$$

$$V_з'=1.6\frac{1.4}{1+\frac{2.56}{20}}=1.98\text{米/秒}。$$

經过这次撞击以后，卡板曲柄与卡板之間的运动約束即被破坏。

如果卡板曲柄和卡板之間在开門时仅仅发生一次撞击，则撞

击后的速度 $V'_{\mathfrak{s}}$ 应該足以保証将关門彈簧压縮至完全打开炮門，并可靠地抽筒。

可以用适当地选擇傳速比的方法来改变速度 $V'_{\mathfrak{s}}$。

开門机构这种工作情况的特点在于：在第一次撞击以后，当炮管复进时，还可能重新建立卡板曲柄与卡板之間的运动約束，并且还可能发生几次撞击。

显然，为了能够在第一次撞击之后建立起卡板曲柄与卡板之間的运动联系，必須使炮門对炮管的实际相对位移等于卡板曲柄和卡板之間一直維持着运动約束时炮門对炮管可能有的相对位移。

炮門对炮管的相对位移可以写为：

$$s = \int_0^t V_{\mathfrak{s}} dt,$$

式中 $V_{\mathfrak{s}}$——炮門对炮管的相对速度；

t——时間。

上式也可以写为：

$$s = \int_0^t V_{\mathfrak{s}} \frac{dt}{dx} dx = \int_0^x \frac{V_{\mathfrak{s}}}{V_{\mathfrak{c}}} dx, \tag{27}$$

式中 x——炮管的位移；

$V_{\mathfrak{c}}$——炮管的速度

$$\left(V_{\mathfrak{c}} = \frac{dx}{dt}\right)。$$

不論在卡板曲柄和卡板之間有沒有运动約束，都可以用上式进行計算。

在有运动約束时，$\frac{V_{\mathfrak{s}}}{V_{\mathfrak{c}}} = k_{\mathfrak{s}}$。因而，这时，

$$s = \int_0^x k_{\mathfrak{s}} dx。$$

当下式成立时，卡板曲柄和卡板之間可能发生第二次撞击：

$$s = \int_0^x \frac{V_3}{V_c} dx = \int_0^x k_3 dx,$$

式中 V_c和V_3——卡板曲柄和卡板之間的运动約束消失时炮管和炮閂的速度。

利用上一等式，可以这样来确定第二次撞击时炮管对于卡板的相对位置:

1. 預先求出炮管和炮閂在卡板曲柄与卡板之間沒有运动約束时的速度，然后再給出关系式$k_3 = f(x)$和$\frac{V_3}{V_c} = \varphi(x)$的图解（图435)。

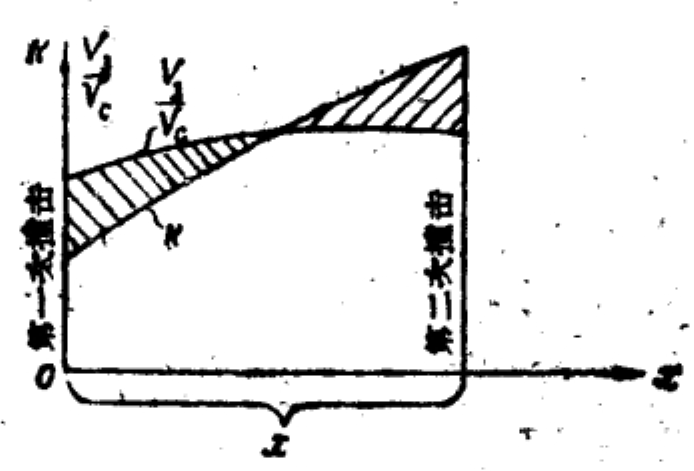


图435 决定曲柄第二次撞击卡板时的炮管位置的图解。

2. 求出在$k_3 = f(x)$和$\frac{V_3}{V_c} = \varphi(x)$与座标軸之間所包含的面积相等（即图435上画有剖面綫的两块小面积相等)时的x。

在这样求得了x之后，便可以决定第二次撞击时的炮管位置。如果上述面积在图435上不能相等，就不会发生第二次撞击。按照同样的方法，我們可以查明是否会发生第三次撞击等等。

炮閂在卡板曲柄和卡板撞击以后（卡板曲柄和卡板之間的运动約束消失时）的运动，可以根据下列方程式进行研究:

$$m_3 \frac{d^2 s}{dt^2} = F,$$

式中 s——炮閂对炮管的相对位移;

t——时間;

m_3——炮閂质量和各个曲柄的换算质量之和;

F——沿炮閂运动方向作用于炮閂上的全部换算力之和。

对于所研究的这个机构方案来讲，

$$F = q_3 - \Pi_\text{п} \frac{k_\text{п}}{\eta_\text{п}}.$$

式中 $q_з$——炮門的重力；

Π_n——关門彈簧的内力；

k_n——关門彈簧对炮門的傳速比，它等于关門彈簧曲柄的鉸鏈中心对炮管的相对速度沿关門彈簧軸綫方向的分速与炮門对炮管的相对速度之比值；

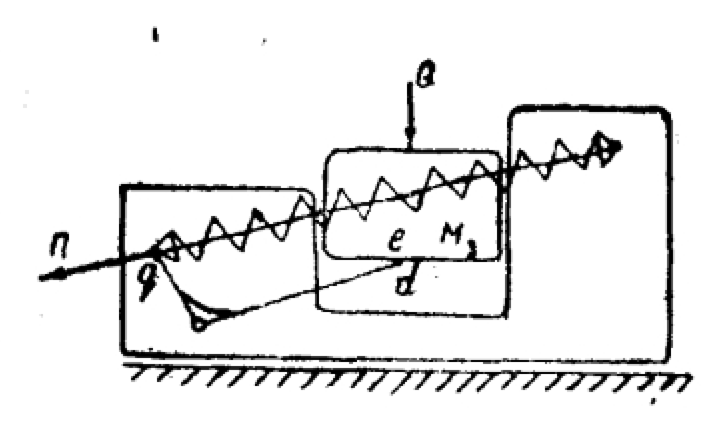


图436 压縮关門彈簧的示意图。

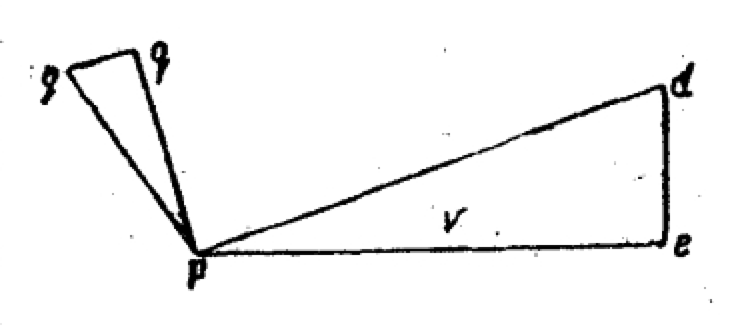


图437 求k_n时的极速度图。

η_n——由关門簧到炮門的力的傳遞效率。

图 436 是开門机构在所研究的运动时期内的原理图。图 437 是一个求 k_n 的极速度图。利用这个极速度图●，可以求出 $k_n = \frac{pq'}{pe}$。

§7 撞击作用的抽筒机构

图 438 是撞击作用的抽筒机构的工作原理图。从图上可以看出，炮門在相对于炮管向下移动时，撞击抽筒子的下臂，这个撞击通过抽筒子的上臂傳給和炮管一起移动的药筒。

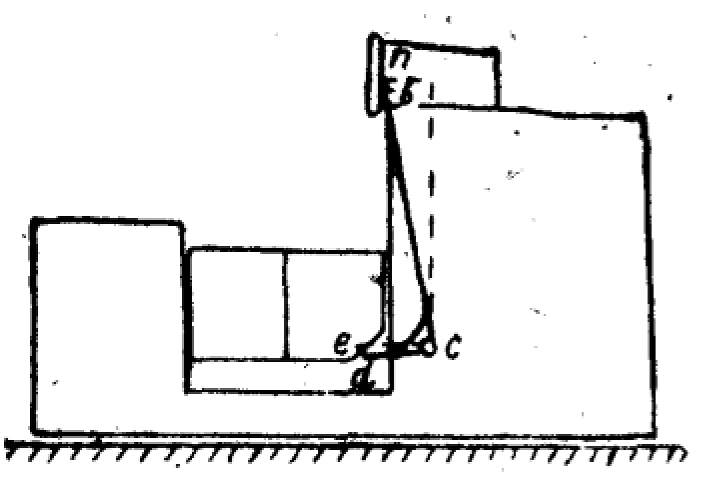


图438 撞击作用的抽筒机构略图。

如果把抽筒子的质量忽

● 在极速度图上速度向量已按反时針方向轉了90°。

略不計，則所研究的撞击情况可以看作是三个构件的撞击（見339頁）。

对于所研究的情况来說，撞击构件（炮管、炮門和药筒）的速度計算公式将有如下的形式：

$$V_c' = V_c + V_3 \frac{(1+b)k_r}{1+\frac{m_r k_r^2}{m_3}}\left(\frac{m_r}{m_c+m_3}\right); \tag{28}$$

$$V_3' = V_3\left[1 - \frac{(1+b)}{1+\frac{m_3}{m_r k_r^2}}\right]; \tag{29}$$

$$V_r' = V_c - V_3 \frac{(1+b)k_r}{1+\frac{m_r k_r^2}{m_3}}, \tag{30}$$

式中　V_c, V_c'——炮管在撞击前和撞击后的速度；

V_r'——撞击后的药筒速度；

V_3, V_3'——撞击前和撞击后炮門对炮管的相对速度；

m_c; m_3; m_r——炮管、炮門和药筒的质量；

k_r——在炮管静止不动时，药筒对炮門的傳速比；

b——恢复系数。

傳速比 k_r 可以利用极速度图求出（图439）。



图439　极速度图。

例如，若已知

$$m_c = 8\frac{\text{公斤}\cdot\text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_3 = 0.4\frac{\text{公斤}\cdot\text{秒}^2}{\text{米}};$$

$$m_r = 0.04\frac{\text{公斤}\cdot\text{秒}^2}{\text{米}};$$

$V_c = 1$ 米/秒；$V_3 = 2$ 米/秒；$k_r = 4$，

則取 $b = 0.4$，可得

$$V_c' = 1 + 2\frac{1.4\times 4}{1+\frac{0.04\times 16}{0.4}}\left(\frac{0.04}{8.4}\right) = 1.02 \text{ 米/秒};$$

$$V_s' = 2\left(1 - \frac{1.4}{1 + \frac{0.4}{0.04\times16}}\right) = 0.38\ 米/秒;$$

$$V_r' = 1 - \frac{1.4\times4}{1 + \frac{0.04\times16}{0.4}} = -3.8\ 米/秒。$$

此例表明，炮管速度在抽筒时的变化很小。因此，在近似計算时可以不考虑炮管速度在抽筒时的变化，而取$V_c' \approx V_0$。